



**Pedro Manuel Silva
Mendes**

**Diagnóstico e melhoria da eficiência energética da
empresa Atlanta Steps**



**Pedro Manuel Silva
Mendes**

**Diagnóstico e melhoria da eficiência energética da
empresa Atlanta Steps**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Doutor Vítor António Ferreira da Costa, Professor Associado c/ Agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

O júri

Presidente

Professora Doutora Mónica Sandra Abrantes de Oliveira Correia
Professora Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Arguente

Professor Doutor Luís António da Cruz Tarelho
Professora Auxiliar do Departamento de Ambiente e Ordenamento da Universidade de Aveiro

Orientador

Professor Doutor Vitor António Ferreira da Costa
Professor Associado C/ Agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

agradecimentos

Agradeço ao meu orientador Professor Doutor Vítor Costa, pela credibilidade, apoio e orientação ao longo deste trabalho.

À empresa Atlanta Steps pela disponibilidade e colaboração, e em especial ao Eng. Meireles pelo acompanhamento e disponibilidade.

Aos meus pais e irmã, pela disponibilidade, sacrifício e apoio incansável, sem o qual não seria possível chegar aqui.

À Carla Fernandes pelo apoio, compreensão e coragem até ao fim da realização deste trabalho.

Finalmente, a todos os familiares e amigos que me apoiaram e tornaram possível a realização deste trabalho.

palavras-chave

Eficiência energética, Otimização energética, Sistema de refrigeração, Potência calorífica, Potência de refrigeração, *Chiller*, Injeção, Borracha, Extrusão.

resumo

Inserida no setor do calçado, a Atlanta Steps é uma empresa que dedica a sua atividade maioritariamente à produção de solas para calçado. No decorrer da sua atividade produtiva existe potência calorífica libertada pelas máquinas que é necessário retirar para o exterior. Para o efeito, a empresa dispõe de um sistema de refrigeração das máquinas que opera de forma pouco eficiente, sobretudo em dias típicos de verão.

É objetivo da presente dissertação efetuar um diagnóstico energético ao sistema de refrigeração da empresa por forma a avaliar: a potência calorífica libertada por cada máquina, a potência de refrigeração instalada, e o padrão de utilização de cada máquina, entre outros fatores. Com base no diagnóstico realizado são apresentadas propostas de melhoria que visam aumentar a eficiência energética do sistema e diminuir custos associados à refrigeração das máquinas, bem como melhorar a qualidade dos produtos da Atlanta Steps.

keywords

Energetic efficiency, Energy optimization, Cooling system, Heat power, Cooling power, Chiller, Injection, Rubber, Extrusion

abstract

Inserted in the footwear industry, Atlanta Steps is a company that dedicates its activity mainly to the production of shoe soles, and in the course of their productive activity heat released by operating machines needs to be delivered to the environment. For this purpose, the company has a cooling system which operates inefficiently, particularly in typical summer days.

The main goal of this dissertation is to make an energy diagnosis of the company machines' cooling system in order to assess: the heat power delivered by each machine, the installed cooling power, and the pattern of use of each machine, among other factors. Based on this information, improvement proposals are made to increase the energy system efficiency, decrease costs associated with refrigeration machines, as well as to improve the quality of products of Atlanta Steps.

Índice

LISTA DE FIGURAS	I
LISTA DE TABELAS.....	III
LISTA DE SÍMBOLOS	IV
1. CAPÍTULO I	1
1.1. ENQUADRAMENTO	2
1.2. OBJETIVOS.....	2
1.3. ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	3
2. CAPÍTULO II	5
2.1. A EMPRESA.....	6
2.2. DISCRETIZAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	6
2.3. DIAGNÓSTICO	10
2.4. CAUDAL	11
2.5. TEMPERATURA	12
2.6. METODOLOGIA DE MEDIÇÃO	12
2.7. INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO	14
2.7.1. <i>Termómetros</i>	14
2.7.2. <i>Termómetro de resistência</i>	15
2.7.3. <i>Termómetro de infravermelhos</i>	15
2.7.4. <i>Medição de caudal</i>	16
2.7.5. <i>Instalação do medidor de caudal</i>	18
2.8. AVALIAÇÃO DA TEMPERATURA DO FLUIDO.....	21
3. CAPÍTULO III	27
3.1. POTÊNCIA CALORÍFICA LIBERTADA POR MÁQUINA	28
3.1.1. <i>Caudal mássico</i>	28
3.1.2. <i>Temperatura</i>	29
3.1.3. <i>Método de diagnóstico</i>	32
3.1.4. <i>Utilização das máquinas</i>	34
3.2. POTÊNCIA DE REFRIGERAÇÃO DISPONÍVEL NAS INSTALAÇÕES.....	36
4. CAPÍTULO IV	39
4.1. AFERIÇÃO DOS VALORES DE CAUDAL MEDIDOS UTILIZANDO O MEDIDOR DE CAUDAL POR ULTRASSONS	40
4.2. AFERIÇÃO DOS VALORES DE TEMPERATURA DO FLUIDO, AVALIADOS UTILIZANDO A TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE EXTERIOR DO TUBO	41
4.3. POTÊNCIA CALORÍFICA INSTANTÂNEA	41

4.3.1.	<i>Injeção de termoplásticos.....</i>	41
4.3.2.	<i>Vulcanização de borracha.....</i>	45
4.3.3.	<i>Extrusão</i>	48
4.3.4.	<i>Setores</i>	51
4.4.	ENERGIA MENSAL LIBERTADA POR CADA MÁQUINA UTILIZANDO UM PADRÃO SEMANAL	53
4.4.1.	<i>Injeção de termoplásticos.....</i>	54
4.4.2.	<i>Vulcanização de borracha.....</i>	55
4.4.3.	<i>Extrusão</i>	57
4.4.4.	<i>Setores</i>	57
5.	CAPÍTULO V.....	59
5.1.	AÇÃO DE MELHORIA 1	60
5.2.	AÇÃO DE MELHORIA 2	60
5.2.1.	<i>Limpeza</i>	61
5.2.2.	<i>Manutenção.....</i>	61
5.3.	AÇÃO DE MELHORIA 3	62
5.3.1.	<i>Calor transferido do ambiente para o fluido de refrigeração.....</i>	62
5.3.2.	<i>Medida proposta.....</i>	64
5.4.	AÇÃO DE MELHORIA 4	65
5.4.1.	<i>Utilização do “chiller E”.....</i>	66
5.4.2.	<i>Proposta de instalação do chiller</i>	68
6.	CAPITULO V.....	71
6.1.	CONCLUSÃO.....	72
6.2.	TRABALHOS FUTUROS	74
6.2.1.	<i>Estudo do comportamento do sistema de refrigeração para diferentes alturas do ano. 74</i>	
6.2.2.	<i>Gestão dos horários de utilização de equipamentos elétricos por forma a serem utilizados em horas em que o consumo de eletricidade é mais barato</i>	74
6.2.3.	<i>Avaliação da eficiência dos permutadores de calor dedicados à refrigeração do setor da extrusão da empresa Atlanta Steps.</i>	74
6.2.4.	<i>Avaliar a viabilidade da utilização do calor proveniente das máquinas para auxiliar a climatização das zonas úteis da Atlanta Steps.</i>	75
7.	BIBLIOGRAFIA.....	77
	ANEXOS	79

Lista de Figuras

FIGURA 1 - SETOR DA INJEÇÃO DE TERMOPLÁSTICOS.....	7
FIGURA 2 - SETOR DA BORRACHA ONDE EM A SE MOSTRAM AS TRITURADORAS E EM B OS ROLOS.....	8
FIGURA 3 - SETOR DE EXTRUSÃO.....	9
FIGURA 4 - ESQUEMA REPRESENTATIVO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DA ATLANTA STEPS.....	10
FIGURA 5 - ESQUEMA REPRESENTATIVO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DAS MÁQUINAS, COM OS PONTOS DE MEDIÇÃO DE TEMPERATURA E DE CAUDAL.....	14
FIGURA 6 - TERMÓMETRO DE RESISTÊNCIA UTILIZADO	15
FIGURA 7 - TERMÓMETRO DE INFRAVERMELHOS UTILIZADO.....	16
FIGURA 8 - MEDIÇÃO DE CAUDAL POR ULTRASSONS.....	17
FIGURA 9 - MEDIDOR DE CAUDAL UTILIZADO	18
FIGURA 10 – FUNCIONAMENTO DO MEDIDOR DE CAUDAL.....	19
FIGURA 11 - MÉTODO V	20
FIGURA 12 - MÉTODO Z	20
FIGURA 13 - MÉTODO W	21
FIGURA 14 - TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TUBO OCO COM CONDIÇÕES CONVECTIVAS NA SUPERFÍCIE (4)	22
FIGURA 15 - CAUDAIS DE OPERAÇÃO DAS MÁQUINAS DO SETOR DE INJEÇÃO	42
FIGURA 16 - PICAGENS DO SETOR DE INJEÇÃO QUE INDUZEM MAIOR PERDA DE CARGA.....	42
FIGURA 17 - PICAGENS DO SETOR DE INJEÇÃO QUE INDUZEM MENOR PERDA DE CARGA.....	43
FIGURA 18 - TEMPERATURAS DE OPERAÇÃO DO SETOR DE INJEÇÃO	43
FIGURA 19 - POTÊNCIA CALORÍFICA INSTANTÂNEA LIBERTADA PELAS MÁQUINAS DO SETOR DE INJEÇÃO...	45
FIGURA 20 - CAUDAIS DE OPERAÇÃO DAS MÁQUINAS DO SETOR DE BORRACHA	46
FIGURA 21 - TEMPERATURAS DE OPERAÇÃO DAS MÁQUINAS DO SETOR DE BORRACHA	47
FIGURA 22 - POTÊNCIA CALORÍFICA INSTANTÂNEA LIBERTADA PELAS MÁQUINAS DO SETOR DE BORRACHA	48
FIGURA 23 - CAUDAIS DE OPERAÇÃO DOS PERMUTADORES DE CALOR DO SETOR DE EXTRUSÃO.....	49
FIGURA 24 - TEMPERATURAS DE OPERAÇÃO DO SETOR DE EXTRUSÃO.....	50
FIGURA 25 - POTÊNCIA CALORÍFICA INSTANTÂNEA LIBERTADA PELAS MÁQUINAS DO SETOR DE EXTRUSÃO	51
FIGURA 26 - POTÊNCIA CALORÍFICA INSTANTÂNEA LIBERTADA POR CADA SETOR	52
FIGURA 27 - PADRÃO DE UTILIZAÇÃO SEMANAL DAS MÁQUINAS A REFRIGERAR	54
FIGURA 28 - ENERGIA TÉRMICA LIBERTADA MENSALMENTE POR CADA MÁQUINA DO SETOR DE INJEÇÃO ...	55
FIGURA 29 - ENERGIA TÉRMICA LIBERTADA MENSALMENTE POR CADA MÁQUINA DO SETOR DE BORRACHA	56
FIGURA 30 - ENERGIA TÉRMICA LIBERTADA MENSALMENTE POR CADA MÁQUINA DO SETOR DE EXTRUSÃO	57
FIGURA 31 - ENERGIA TÉRMICA LIBERTADA MENSALMENTE POR CADA SETOR.....	58

FIGURA 32 - CONDUTAS DE ÁGUA PRINCIPAIS.....	63
FIGURA 33 - CAUDAL DO TUBO DE ABASTECIMENTO DE ÁGUA	63
FIGURA 34 - UTILIZAÇÃO INSTANTÂNEA DO <i>CHILLER</i> E.....	67
FIGURA 35 - UTILIZAÇÃO MENSAL DA ENERGIA DE REFRIGERAÇÃO DO <i>CHILLER</i> E	68
FIGURA 36 - ESQUEMA REPRESENTATIVO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM PROPOSTA DE INSTALAÇÃO DO “ <i>CHILLER</i> E”	69

Lista de tabelas

TABELA 1- PROPRIEDADES DA TUBAGEM.....	29
TABELA 2- PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DA ÁGUA SATURADA.....	30
TABELA 3 - PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO AR À PRESSÃO ATMOSFÉRICA	31
TABELA 4 - PROPRIEDADES DOS MATERIAIS DOS TUBOS.....	32
TABELA 5 - PADRÃO SEMANAL DE UTILIZAÇÃO DAS MÁQUINAS	35
TABELA 6 – VALORES DE CAUDAL OBTIDOS NOS ENSAIOS	49

Lista de Símbolos

Abreviaturas

EDP Energias de Portugal

Nomenclatura

<i>Chiller I</i>	<i>Chiller</i> dedicado à refrigeração do setor de injeção
<i>Chiller B</i>	<i>Chiller</i> dedicado à refrigeração do setor de borracha
TA	Trituradora antiga
TN	Trituradora Nova
1CF	Permutador calor da extrusora 1 para arrefecer o cárter e a fieira
2CF	Permutador calor da extrusora 2 para arrefecer o cárter e a fieira
1M	Permutador calor da extrusora 1 para arrefecer o material extrudido
2M	Permutador calor da extrusora 2 para arrefecer o material extrudido
<i>Chiller E</i>	<i>Chiller</i> a instalar no setor de extrusão
\dot{Q}	Potência calorífica libertada pela máquina para o sistema de refrigeração (W)
\dot{m}	Caudal mássico (kg/s)
cp	Calor específico da água (J/kg.K)
T_{out}	Temperatura de saída do fluido de refrigeração (água) (K)
T_{in}	Temperatura de entrada do fluido de refrigeração (água) (K)
\dot{Q}_v	Caudal volúmico (m ³ /s)
V	Volume de fluido (m ³)
t	Tempo (s)
m	Massa de fluido (kg)
v	Velocidade do fluido no interior da conduta (m/s)
D	Diâmetro externo da conduta (m)
θ	Ângulo da direção do caudal (rad)
M	Deslocamento do raio ultrassónico (m)
t_{up}	Tempo necessário para receber um ultrassom emitido no sentido do caudal (s)
t_{down}	Tempo necessário para receber um ultrassom emitido no sentido oposto ao do caudal (s)

Δt	$t_{up} - t_{down}$
$q_{r_{amb}}$	Taxa de transferência de calor do fluido refrigerante para o ambiente (W)
q_{r_s}	Taxa de transferência de calor do fluido refrigerante para a superfície exterior do tubo (W)
T_f	Temperatura do fluido refrigerante (K)
T_{amb}	Temperatura do meio ambiente (K)
T_s	Temperatura da superfície exterior do tubo (K)
r_i	Raio interno do tubo (m)
r_e	Raio externo do tubo (m)
h_i	Coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo (W/m ² .K)
h_e	Coeficiente de transferência de calor por convecção no exterior do tubo (W/m ² .K)
k	Condutividade térmica do material do tubo (W/m.K)
L	Comprimento do tubo (m)
k_f	Condutividade térmica do fluido (W/m.K)
D_i	Diâmetro interno do tubo (m)
Nu_{Di}	Número de Nusselt baseado no diâmetro interno do tubo
Pr	Número de Prandtl
n	0.4 para $T_s > T_f$ 0.3 para $T_s < T_f$
Re_{Di}	Número de Reynolds baseado no diâmetro interno do tubo
ρ	Massa volúmica do fluido (kg/m ³)
v	Velocidade do fluido (m/s)
μ	Viscosidade dinâmica do fluido (m ² /s)
D_e	Diâmetro externo do tubo (m)
k_a	Condutividade térmica do ar ambiente (W/m.K)
Ra_D	Número de Rayleigh baseado no diâmetro exterior do tubo
g	Aceleração da gravidade (m/s ²)
β	Coeficiente de dilatação volumétrica do ar (1/K)
ν	Viscosidade cinemática do ar (N.s/m ²)
α	Difusividade térmica do ar m ² /s
K	Temperatura em Kelvin
°C	Temperatura em graus Celsius
Q	Energia calorífica libertada numa hora (J)
% ₁	Percentagem de utilização horária do sistema de refrigeração
% ₂	Percentagem de utilização diária do sistema de refrigeração para refrigerar a máquina em causa

\dot{Q}_{v_t}	Caudal volúmico global no tubo de abastecimento de água do setor de injeção
\dot{Q}_{v_i}	Caudal volúmico de cada máquina do setor de injeção
\dot{Q}_t	Potência calorífica transferida do ambiente para o tubo de abastecimento de água
$\dot{m}_{i,i+1}$	Caudal mássico de água entre duas picagens
T_{i+1}	Temperatura da água na picagem i+1
T_i	Temperatura da água na picagem i

1. Capítulo I

Introdução

1.1. Enquadramento

Aquando da entrada de Portugal na CEE era notória a descrença na influência do setor do calçado na economia portuguesa. Liderada maioritariamente por empresários apenas com a escolaridade mínima obrigatória, a indústria implementada em zonas semi-rurais subsistia com equipamentos e metodologias de trabalho obsoletos e aparentemente incapazes de enfrentar o desenvolvimento tecnológico que se adivinhava (1). Três décadas depois, o setor encontra-se na vanguarda da técnica e da tecnologia, sendo capaz de disputar com a Itália a liderança mundial dos preços, das exportações, e da qualidade do produto. Dada a conjuntura económica atual vivida em Portugal, o setor do calçado é dos poucos capazes de contrariar tendências negativistas, e de recessão, assumindo-se como um dos principais setores impulsionadores da economia portuguesa atual, com forte componente exportadora.

Assim, é de todo notório que a constante procura do setor pela inovação tecnológica e pela otimização dos seus processos e produtos subsista e se enalteça. A concorrência no setor deve ser encarada como uma lei, e não como um fator intimidatório. Só assim é possível combater e superar a feroz concorrência mundial (2).

Neste prisma, surgiu o interesse pessoal em utilizar os conhecimentos adquiridos para contribuir na melhoria contínua do setor. Após contacto direto com várias empresas ligadas ao setor do calçado, surgiu por parte da empresa Atlanta Steps o interesse em cooperar na sugestão de um tema de dissertação capaz de melhorar a competitividade da empresa.

Após contacto com a gerência da empresa, concluiu-se que tanto a qualidade dos produtos como as despesas da empresa estavam a ser severamente afetadas pela ineficiência do sistema de refrigeração instalado. Assim sendo, sentiu-se a necessidade de intervir e melhorar a eficiência energética da empresa, originando assim o tema de dissertação “Diagnóstico e melhoria da eficiência energética da empresa Atlanta Steps”.

A presente Dissertação de mestrado insere-se na unidade curricular Dissertação do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

1.2. Objetivos

Na presente dissertação assume-se o compromisso de realizar um diagnóstico à situação atual da empresa Atlanta Steps, e de apresentar ações de melhoria que proporcionem um aumento da eficiência energética do sistema de refrigeração da empresa. Neste prisma, serão procuradas soluções que permitam não só melhorar a eficiência da refrigeração das máquinas da empresa, mas também reduzir os consumos energéticos existentes.

Para intervir no sistema de refrigeração da empresa é necessário, em primeira instância, realizar um diagnóstico energético exaustivo. O diagnóstico energético ao sistema de refrigeração da empresa Atlanta Steps visa avaliar e obter toda a informação possível, referente ao sistema e às suas condições de operação atuais.

Para levar a cabo esta tarefa é necessário estudar a empresa, identificar todos os elementos integrantes do sistema de refrigeração, e a operação do sistema de refrigeração. Com esta informação deve avaliar-se a potência calorífica libertada por cada máquina, bem como a energia libertada por cada máquina ao longo de um mês. Para tal é necessário obter, experimentalmente, a informação relativa ao caudal e à diferença de temperatura do fluido de refrigeração que atravessa cada máquina. Este procedimento requer forçosamente que sejam definidas as metodologias de medição de caudal e de temperatura, bem como todas as variáveis inerentes ao processo, de entre as quais se destacam as propriedades das tubagens e do fluido de refrigeração, e as limitações dos equipamentos de medição, entre outros. Além disso, é ainda necessário identificar os padrões mensais de utilização de cada máquina.

A informação obtida deve ser confrontada com a potência de refrigeração instalada na empresa, para que seja possível avaliar o estado de funcionamento atual do sistema de refrigeração da Atlanta Steps.

Através de uma análise crítica das condições de operação do sistema de refrigeração da empresa, serão sugeridas ações de melhoria que visam melhorar e tornar mais eficiente o sistema de refrigeração das máquinas da empresa.

Com a conclusão da presente dissertação espera-se dar um contributo para que a Atlanta Steps possa dar um passo em frente na constante procura pela melhoria das suas instalações e dos seus produtos, continuando, assim, a ser capaz de fazer face à concorrência.

1.3. Organização da dissertação

A presente dissertação encontra-se organizada da seguinte forma.

Capítulo II – Exposição do problema e metodologia utilizada.

Neste capítulo é feita uma descrição da empresa e do sistema de refrigeração das máquinas que necessita de ser diagnosticado e melhorado energeticamente. Posto isto, são definidas as metodologias e os equipamentos de medição a utilizar para realizar o diagnóstico do sistema de refrigeração das máquinas da empresa.

Capítulo III – Variáveis envolvidas na realização do diagnóstico

Neste capítulo são recolhidas todas as variáveis necessárias à realização do diagnóstico, tais como constantes a utilizar em equações, calendarização da utilização das máquinas, informação técnica referente aos equipamentos instalados, entre outros.

Capítulo IV – Resultados e análise do diagnóstico

Neste capítulo apresenta-se e analisa-se o diagnóstico realizado ao sistema de refrigeração das máquinas da empresa Atlanta Steps.

Capítulo V – Ações de melhoria

Após análise do diagnóstico realizado, este capítulo é dedicado à sugestão de ações de melhoria a implementar no sistema de refrigeração das máquinas da empresa.

Capítulo VI – Considerações finais

Apresentam-se neste capítulo as principais conclusões retiradas da realização da presente dissertação. São também sugeridos temas para trabalhos futuros.

2. Capítulo II

Exposição do problema e metodologia utilizada

2.1. A Empresa

A Atlanta Steps é uma empresa dedicada à produção de componentes para calçado, com destaque para o fabrico de solas de sapatos por injeção de termoplásticos e moldagem por compressão de borracha. Sediada em Macieira da Lixa, conselho de Felgueiras, a Atlanta Steps canaliza sua produção não só para o estrangeiro, mas também para fábricas nacionais do setor, dedicadas à montagem do calçado e posterior exportação do produto completo (3).

Com aproximadamente 8000 m² de área de trabalho, a empresa divide-se em três setores de produção: o setor da injeção de termoplásticos, o setor da vulcanização de borracha, e o setor de extrusão (3).

O setor da injeção de termoplásticos, além de ser o setor que dispõe de maior área de trabalho, é também o setor de maior atividade. Albergando a maior percentagem de recursos humanos da empresa e maquinaria avançada, este setor dedica-se à injeção, retificação, limpeza, coloração e empacotamento da sola termoplástica.

Relativamente ao setor de vulcanização de borracha, este dedica-se ao tratamento da borracha desde o bruto até ao produto final. Para gerar uma sola de borracha, o bruto necessita de ser triturado, uniformizado através da passagem por rolos, recortado com dimensões aproximadas à dos moldes e prensado. Após este processo, o produto passa ainda por um processo de secagem e retificação, até ser considerado conforme.

O setor da extrusão, por sua vez, dedica-se inteiramente à utilização de extrusoras industriais de termoplásticos para a produção de componentes de calçado com perfil constante. Estes componentes podem ser montados diretamente na sola, sendo parte integrante do produto final, ou expedidos individualmente e montados noutras unidades fabris.

2.2. Discretização do sistema de refrigeração

A presente dissertação tem como objetivo diagnosticar o sistema de refrigeração das máquinas da empresa Atlanta Steps e melhorar a sua eficiência. Assim sendo, é essencial discretizar pormenorizadamente todo o sistema de refrigeração para que seja possível diagnosticar o seu estado atual de funcionamento.

No que diz respeito ao setor de injeção de termoplásticos, este possui doze máquinas com necessidades de arrefecimento constantes (Figura 1). Estas máquinas dedicam a sua atividade à injeção de um termoplástico, a temperaturas de cerca de 200 °C, para o interior de uma cavidade moldante que, quando arrefecido, dá origem à forma de uma sola. Das doze máquinas, existem

quatro que incorporam três postos de trabalho, enquanto as outras oito apenas incorporam dois, sendo que cada posto de trabalho representa um posto de injeção, isto é, uma cavidade moldante. Estas máquinas estão fisicamente dispostas em linha, ao longo do pavilhão industrial, com uma distância ao *chiller* decrescente. O *chiller*, por sua vez, é um equipamento capaz de receber o fluido refrigerante, neste caso água, a uma determinada temperatura, e retirar-lhe energia, por forma a reduzir a sua temperatura para a temperatura de operação. Sendo que o setor da injeção possui um *chiller* inteiramente dedicado à refrigeração dos seus equipamentos, este, com o auxílio de uma bomba de circulação, alimenta cada uma das máquinas em circuito paralelo, permitindo assim que a temperatura a que o fluido refrigerante abandona o *chiller* seja aproximadamente igual à temperatura de entrada em cada uma das máquinas de injeção.

Este sistema de refrigeração possui dois tubos de cobre, um responsável pelo abastecimento de fluido refrigerante a cada uma das máquinas, e outro responsável pelo retorno do fluido ao *chiller*, operando o sistema em circuito fechado.



Figura 1 - Setor da injeção de termoplásticos

Relativamente ao setor da borracha, este possui duas trituradoras que operam alternadamente (Figura 2 - A), isto é, quando uma está a trabalhar a outra está forçosamente desligada. Esta situação acontece pelo facto de cada uma das trituradoras ser destinada a processar materiais distintos, e o setor apenas trabalhar um material de cada vez. O calor gerado

por atrito, no processo transformador realizado por estas máquinas, acomoda-se nos seus órgãos funcionais, sendo necessário removê-lo, para que esses órgãos não atinjam níveis de temperatura prejudiciais à borracha que está a ser trabalhada.

Este setor alberga ainda uma máquina portadora de dois rolos cilíndricos que se destina à uniformização e laminagem da borracha (Figura 2 - B). Por motivos idênticos ao das máquinas trituradoras, estes rolos também necessitam de ser refrigerados, sendo que, à semelhança do setor da injeção, este setor também possui um *chiller* independente, dedicado à remoção da energia calorífica gerada no setor. De modo idêntico ao setor da injeção, as máquinas são igualmente refrigeradas em circuito fechado, em paralelo, sendo os tubos constituintes do sistema em PVC, ao contrário dos tubos do setor da injeção de termoplásticos, que são em cobre.



A



B

Figura 2 - Setor da borracha onde em A se mostram as trituradoras e em B os rolos

O setor da extrusão integra duas extrusoras industriais capazes de produzir cerca de 400 kg/h de material cada uma (Figura 3). Com poucas diferenças notórias, cada extrusora possui três necessidades de arrefecimento: o cárter, a fieira e o material produzido, colmatadas com dois permutadores de calor. Um dos permutadores de calor dedica-se ao arrefecimento do cárter e da fieira, enquanto o outro tem como função refrigerar o material extrudido, quando mergulhado num reservatório de água. Salienta-se que, no “ANEXO A”, podem ser vistas imagens dos permutadores de calor mencionados.



Figura 3 - Setor de extrusão

Sendo recente o setor da extrusão na empresa Atlanta Steps, este ainda não possui um *chiller* capaz de dar resposta às necessidades térmicas impostas para o seu arrefecimento. Assim sendo, a refrigeração do setor revela-se demasiado dispendiosa, visto que a fonte de fluido refrigerante a baixas temperaturas reside na rede de abastecimento de água, a qual, após circular no permutador de calor é dirigida para a rede de esgotos. Na prática, sempre que é necessário produzir neste setor cada permutador de calor funciona como uma torneira de água aberta, sendo notório o irracional consumo de água nas instalações.

Para efeitos de nomenclatura, no setor da injeção as máquinas foram numeradas de 1 a 12, sendo que as primeiras quatro são referentes às que incorporam três postos de trabalho. O *chiller* dedicado à refrigeração deste setor é designado de “*chiller I*”. No setor da borracha, a máquina responsável pela laminação é designada de rolos, enquanto as trituradoras são denominadas “TA” (proveniente de ‘trituradora antiga’) e “TN” (proveniente de ‘trituradora nova’). O *chiller* dedicado à refrigeração deste setor é designado de “*chiller B*”. Relativamente ao setor da extrusão, as necessidades de arrefecimento são denominadas de “1CF”, “1M”, “2CF” e “2M”. De salientar que a numeração atribuída é usada para identificar a extrusora em análise (extrusora 1 e extrusora 2). Quanto às siglas, estas distinguem o permutador de calor em questão, sendo que “CF” significa ‘cárter e fieira’ e “M” significa ‘material’. Assim sendo, a denominação “1CF”, por exemplo, destina-se a identificar o permutador responsável pelo arrefecimento do cárter e da fieira da extrusora 1.

Embora não se encontre instalado, a empresa adquiriu recentemente um *chiller* com o objetivo de refrigerar o setor da extrusão, e auxiliar a refrigeração dos setores da injeção e da borracha. Para efeitos de nomenclatura, este *chiller* será designado de “*chiller E*”.

Na Figura 4 pode visualizar-se o esquema representativo do sistema de refrigeração de cada um dos setores da Atlanta Steps. A Figura 4 pode ser visualizada, numa dimensão maior, no ANEXO B.

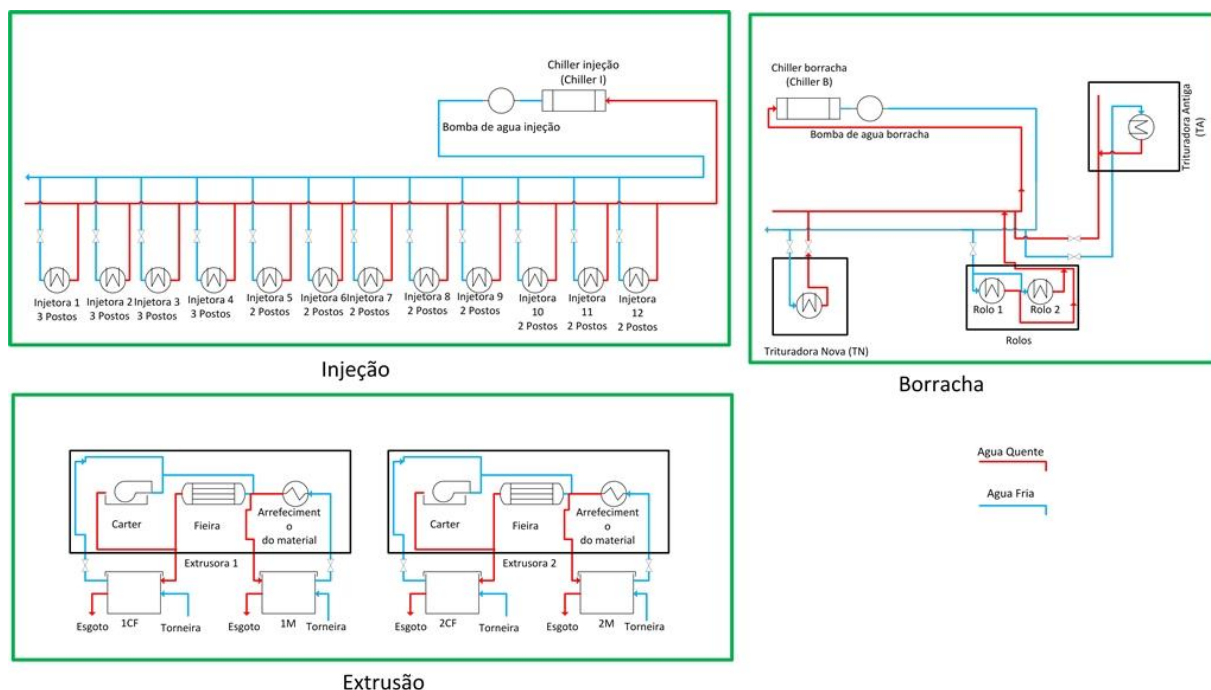


Figura 4 - Esquema representativo do sistema de refrigeração da Atlanta Steps

2.3. Diagnóstico

A presente dissertação tem como objetivo primordial, diagnosticar e propor soluções que melhorem a eficiência energética do sistema de refrigeração das máquinas da empresa Atlanta Steps. Contudo, é necessário tomar medidas que permitam avaliar o estado atual desse sistema, e do seu funcionamento, para que se possa entender o que se encontra a funcionar de forma indevida, e como contornar essas lacunas. Para tornar isso possível foi necessário realizar um diagnóstico térmico ao sistema de refrigeração das máquinas da Atlanta Steps.

A realização deste diagnóstico objetiva apurar não só a potência de refrigeração disponível e necessária na empresa, mas também a potência calorífica libertada por cada máquina, com o intuito de quantificar as transferências energéticas inerentes ao sistema de refrigeração das máquinas.

Para avaliar a potência de refrigeração disponível nas instalações da Atlanta Steps, a metodologia abordada consiste essencialmente na consulta das fichas técnicas dos equipamentos

dedicados a esse efeito. Visto que essa informação se encontra disponível na empresa, esta é uma tarefa de fácil execução.

Contudo, para realizar o diagnóstico é necessário avaliar também a potência calorífica libertada por cada máquina para o sistema de refrigeração. Visto que esta potência varia não só com o tipo de material a ser trabalhado mas também com a forma dos moldes no caso da injeção, ou com a forma do perfil no caso da extrusão, este valor não pode ser definido por consulta de documentação técnica. Assim, a sua determinação envolve necessariamente procedimentos experimentais. A potência calorífica libertada por uma máquina é avaliada em função do caudal do fluido de refrigeração que a atravessa e da diferença de temperatura do fluido entre a saída e a entrada (4).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad \text{Eq.(1)}$$

em que,

\dot{Q} Potência calorífica libertada pela máquina para o sistema de refrigeração

\dot{m} Caudal mássico

c_p Calor específico da água

T_{out} Temperatura de saída do fluido de refrigeração (água)

T_{in} Temperatura de entrada do fluido de refrigeração (água)

Assim, torna-se essencial estudar as variáveis a medir e os métodos inerentes a cada uma das medições necessárias.

2.4. Caudal

Por definição, o caudal pode ser classificado como a quantidade mássica ou volúmica de um fluido que escoar através de uma secção de uma conduta por unidade de tempo (5).

O caudal volúmico pode ser expresso em metros cúbicos por segundo, litro por minuto ou litro por hora, entre outras, e calcula-se como (5).

$$\dot{Q}_v = \frac{V}{t} \quad \text{Eq.(2)}$$

onde,

\dot{Q}_v	Caudal volúmico
V	Volume de fluido
t	Tempo

Quanto ao caudal mássico, pode ser expresso quilogramas por segundo, quilograma por hora, libras por hora, entre outras, e calcula-se como (5).

$$\dot{m} = \frac{m}{t} \quad \text{Eq.(3)}$$

onde,

\dot{m}	Caudal mássico
m	Massa de fluido

A indústria prevê diversos métodos para proceder à medição de caudal, podendo estes ser classificados de intrusivos ou não intrusivos. Os métodos intrusivos são os que necessitam de ter um sensor em contacto direto com o fluido operante, necessitando de intervir fisicamente na condução de circulação do mesmo. Por outro lado, os métodos não intrusivos permitem obter leituras do caudal a operar numa condução contactando o senso apenas com a sua superfície exterior (6).

2.5. Temperatura

A medição de temperatura, quer a nível industrial, quer a nível doméstico, pode ser feita de duas formas: com ou sem contacto entre o termómetro e o sistema cuja temperatura se pretende medir.

Os termómetros capazes de medir a temperatura de um sistema sem contacto com o mesmo utilizam a radiação térmica emitida pelo sistema para medir a sua temperatura, e denominam-se de pirómetros. Os termómetros de contacto requerem o contacto físico, de modo a estabelecer o equilíbrio térmico com o corpo ou sistema cuja temperatura se pretende medir (7).

2.6. Metodologia de medição

Por indicação da gerência da empresa, foi imposto que para a realização da presente dissertação não seria permitido alterar o circuito do sistema de refrigeração para introdução de

equipamentos de medição. Sabendo que tanto o setor da injeção de termoplásticos como o setor da vulcanização de borracha operam com circuito fechado de refrigeração, sentiu-se a necessidade de proceder à medição de caudal através do método medição por ultrassons. Este método de medição foi selecionado por ser um dos métodos existentes no mercado com características não intrusivas. De fácil utilização, a medição de caudal por ultrassons permite obter valores do caudal instantâneo de operação em cada máquina, com uma incerteza máxima de 1% a 0.2 m/s (8).

Quanto à medição de temperatura, a empresa dispõe de dois equipamentos de medição, um pirômetro de infravermelhos e um termômetro de resistência. Para a medição de temperatura nos setores da injeção e da borracha, a medição por termômetro de resistência mostrou-se a mais indicada, visto que a exatidão do referido equipamento é maior (7). Contudo, a temperatura medida é a temperatura da superfície exterior do tubo, sendo necessário, através de métodos analíticos, proceder à avaliação da temperatura do fluido operante no interior do tubo uma vez conhecida a temperatura da sua superfície exterior.

No setor da extrusão, para proceder à medição do caudal a operar em cada permutador de calor utilizou-se um recipiente graduado com um volume de dois litros e um cronómetro, com o objetivo de saber quanto tempo leva o caudal de água em circulação a encher um dado volume do recipiente. O procedimento foi repetido quatro vezes em cada permutador de calor, com o objetivo de estimar, como uma média aritmética simples, o caudal de operação em cada permutador.

Quanto à medição da temperatura da água neste setor, optou-se por utilizar um termómetro de infravermelhos, por permitir obter o valor da temperatura do fluido de refrigeração quando este se encontra exposto, o que é o caso. Para a medição da temperatura de entrada da água no permutador, o método mais indicado é apontar o termómetro diretamente para a água. Relativamente à temperatura de saída, já que esta corresponde à temperatura do fluido refrigerante existente no permutador de calor, a metodologia adotada passa por direcionar o termómetro para o fluido existente no permutador de calor.

A Figura 5 apresenta os locais onde são realizadas as medições. Pode entender-se que nos setores a operar em circuito fechado existem duas linhas de água principais em cada setor, uma de abastecimento de água e outra de retorno, sendo que o acesso às máquinas é feito através de “picagens”, ramificações de tubos de diâmetro inferior que forçam a passagem do fluido de refrigeração através das máquinas, e o devolvem à linha de retorno. Assim sendo, o ideal é proceder à medição do caudal no tubo de abastecimento do fluido de refrigeração em cada uma das picagens referidas (9). Quanto à medição de temperatura, esta realiza-se nas picagens à entrada e à saída de cada máquina, por forma a obter a temperatura de entrada e de saída do

fluido de refrigeração em cada máquina, e a partir delas obter a diferença de temperatura pretendida.

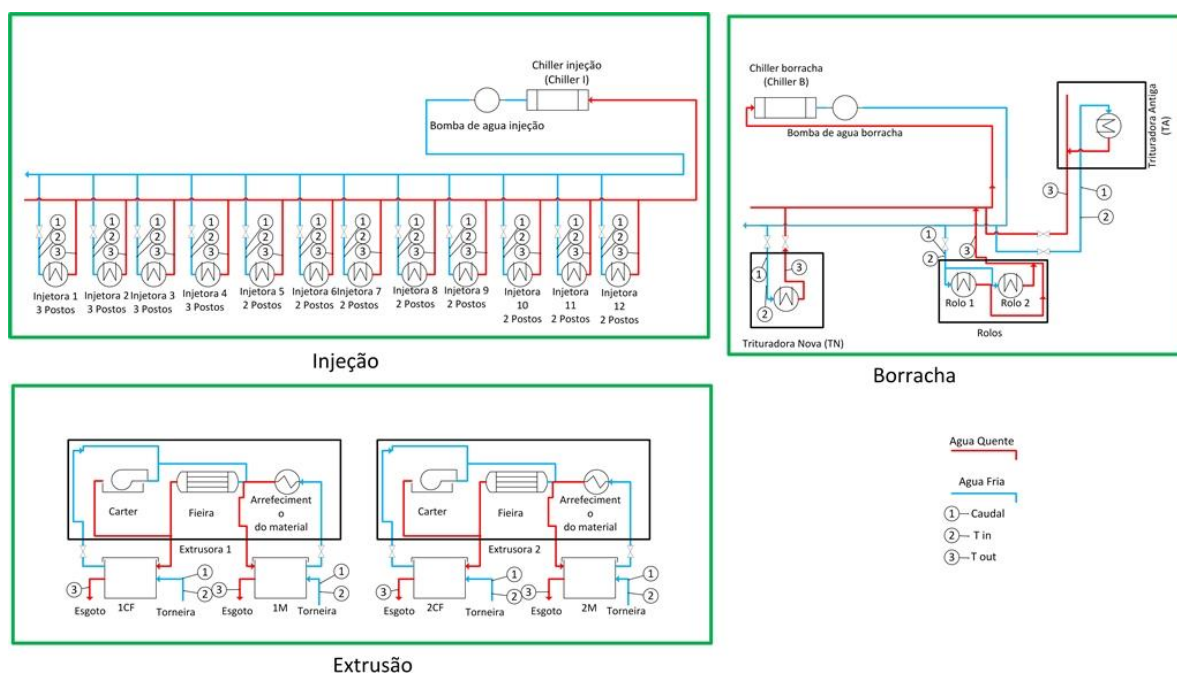


Figura 5 - Esquema representativo do sistema de refrigeração das máquinas, com os pontos de medição de temperatura e de caudal

A Figura 5 pode ser visualizada numa dimensão maior no ANEXO C.

2.7. Instrumentos de medição

Definido o método para proceder às medições requeridas, é necessário especificar os equipamentos de medição a utilizar.

2.7.1. Termómetros

Optando-se por procurar utilizar equipamento existente na empresa, constatou-se que esta dispõe dos equipamentos necessários para a medição de temperatura.

2.7.2. Termómetro de resistência

Usam uma termo-resistência como sensor, a qual varia com a temperatura. A termo-resistência é constituída por um núcleo de um material isolante (normalmente cerâmico), envolto pela resistência elétrica do termómetro, que normalmente se encontra enrolada. Os materiais mais utilizados para a construção da resistência são o níquel, a platina e o tungsténio, visto que a sua resistência elétrica varia linearmente com a temperatura. Permitindo medir temperaturas desde aproximadamente $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ até cerca de $800\text{ }^{\circ}\text{C}$, este tipo de termómetro é bastante robusto, apresenta uma elevada exatidão, boa estabilidade, e resistência mecânica à vibração (7).

O termómetro de resistência existente na empresa (Figura 6), apresenta uma gama de temperaturas a medir entre os $-190\text{ }^{\circ}\text{C}$ e os $790\text{ }^{\circ}\text{C}$, uma incerteza de aproximadamente 0.05% do valor medido e uma resolução de $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ (10). A ficha técnica do termómetro de resistência utilizado encontra-se no ANEXO D.



Figura 6 - Termómetro de resistência utilizado

2.7.3. Termómetro de infravermelhos

Para temperaturas inferiores a $700\text{ }^{\circ}\text{C}$, a maioria da energia radiada pela superfície de um corpo situa-se na região dos infravermelhos, não sendo possível assim a utilização de um pirómetro ótico para a sua medição. Para temperaturas inferiores a $700\text{ }^{\circ}\text{C}$, utiliza-se o pirómetro de infravermelhos (pirómetro de banda larga). Utilizando uma relação exponencial entre a energia total da radiação emitida e a temperatura absoluta, este tipo de termómetro dispõe de um espelho esférico capaz de coletar a radiação proveniente de um objeto e focá-la num detetor de banda larga. Por sua vez, o detetor de banda larga emite um sinal que é função de temperatura. Tal

como para o pirómetro ótico, o funcionamento deste instrumento está fortemente dependente da emissividade da superfície do corpo cuja temperatura se pretende medir. Contudo, os fabricantes deste tipo de aparelho corrigem o erro da emissividade com um compensador, que na prática representa um ajuste de ganho no sinal emitido. Como alternativa ao compensador de emissividade pode utilizar-se a divisão do feixe em dois comprimentos de onda. Estes termómetros, na sua maioria, podem medir temperaturas entre os $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e os $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$. A emissividade da superfície cuja temperatura se pretende medir pode ser ajustada entre 0.1 e 1. Além disso, os pirómetros de infravermelhos são capazes de ler até dez temperaturas por segundo, o que os torna especialmente interessantes para a medição da temperatura quando esta sofre rápidas variações temporais (7).

A empresa dispõe de um termómetro de infravermelhos (Figura 7) capaz de medir temperaturas que podem variar entre os $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ e os $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$, que apresenta uma incerteza de 1,5% do valor medido, uma resolução de $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ e um tempo de resposta inferior a um segundo (11). A sua ficha técnica encontra-se presente no ANEXO E.



Figura 7 - Termómetro de infravermelhos utilizado

2.7.4. Medição de caudal

Normalmente, um medidor de caudal por ultrassons encontra-se equipado com duas sondas capazes de emitir e receber ultrassons. Este tipo de medidor de caudal foi pensado para operar sem intervir na conduta nem interferir com a circulação do fluido. Este método de medição de caudal contabiliza o tempo que o ultrassom emitido por uma sonda demora a atravessar o fluido e ser recebido pela outra sonda (Figura 8).

Embora não seja um método adequado para medições permanentes, este tipo de caudalímetro permite medir o caudal sem perturbar o normal funcionamento de um sistema previamente instalado.

Alem de não originar perdas de carga e ser insensível ao diâmetro da conduta, a medição de caudal por ultrassons é de instalação simples, e permite medir num intervalo de caudais bastante alargado. No entanto, a exatidão de um medidor de caudal por ultrassons não é muito elevada (6).

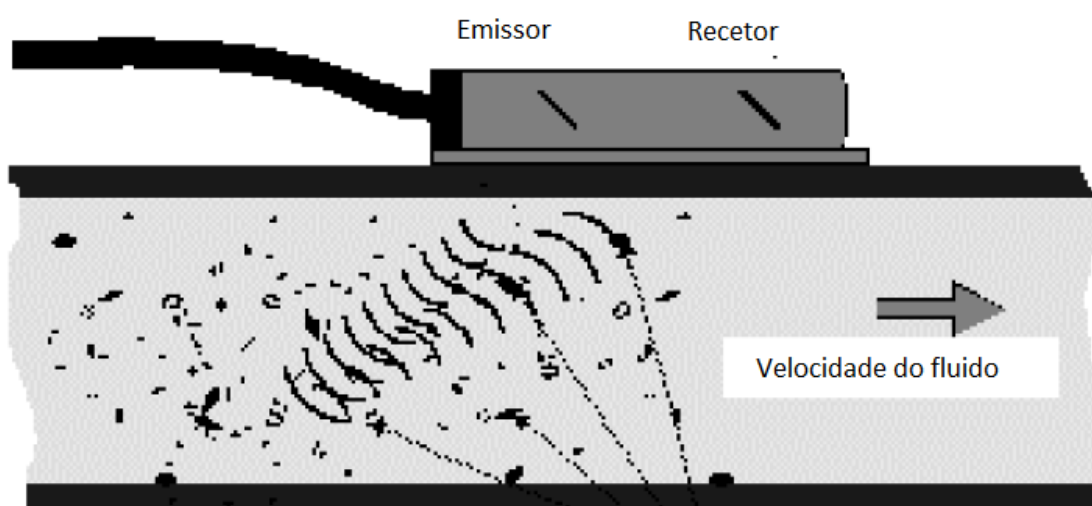


Figura 8 - Medição de caudal por ultrassons

Dada a inexistência de um medidor de caudal por ultrassons na empresa, foi necessário abordar o mercado para adquirir um equipamento capaz de dar resposta às necessidades do diagnóstico térmico a realizar no âmbito desta dissertação. O equipamento adquirido (Figura 9), é capaz de: medir caudais em tubagens cujo diâmetro pode variar entre 20 e 100 mm, medir caudais a que podem corresponder velocidades de fluido de 0.01 até 30 m/s, e apresenta uma exatidão de aproximadamente 1% do valor medido. De salientar que o diâmetro da tubagem onde flui o caudal a medir se encontra limitado pelas sondas adquiridas, pois o equipamento é capaz de medir caudais em tubagens de diâmetro superior caso sejam instaladas sondas adaptáveis a condutas de maior diâmetro (8). A ficha técnica do medidor de caudal encontra-se no ANEXO F.



Figura 9 - Medidor de caudal utilizado

2.7.5. Instalação do medidor de caudal

Ao contrário dos instrumentos de medição de temperatura, a correta utilização do medidor de caudal não é intuitiva. Assim, foi necessário compreender o seu funcionamento para proceder à sua correta utilização para a aquisição de dados.

Munido de duas sondas emissoras/recetoras de ultrassons, o equipamento procede à medição da velocidade do fluido que escoa na conduta avaliando o tempo necessário para emitir e receber um ultrassom no sentido da corrente e no sentido oposto à corrente do fluido. Naturalmente, o tempo necessário para emitir e receber um ultrassom no sentido da corrente é menor do que no sentido oposto, e o equipamento calcula a diferença entre estes dois tempos, sendo que esse valor é diretamente proporcional à velocidade do fluido na conduta.

A Eq.(4) permite entender, com o auxílio da Figura 10 como é avaliada a velocidade do fluido com este tipo de caudalímetro (8).

$$V = \frac{MD}{\sin 2\theta} * \frac{\Delta t}{t_{up} * t_{down}} \quad \text{Eq.(4)}$$

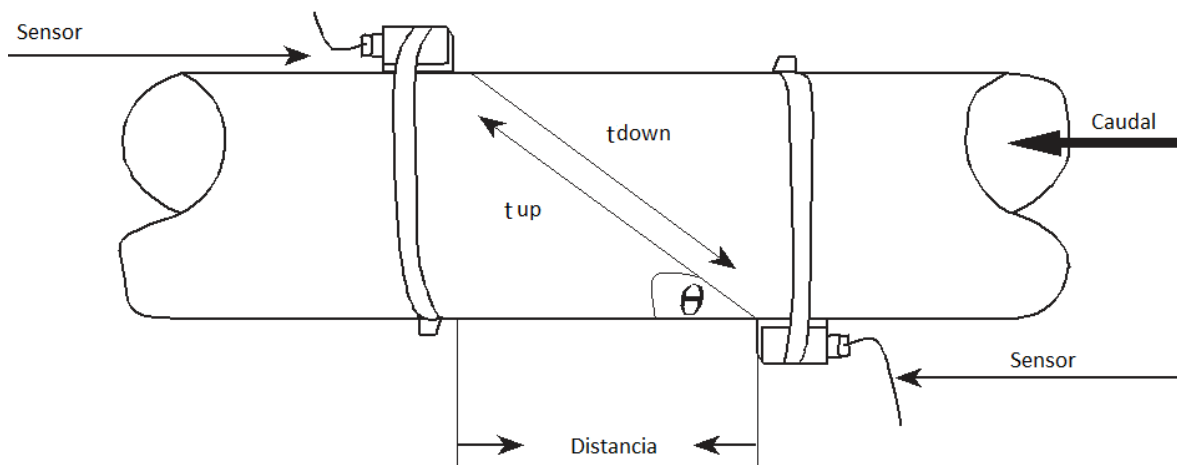


Figura 10 – Funcionamento do medidor de caudal

onde,

v	Velocidade do fluido no interior da conduta
D	Diâmetro externo da conduta
θ	Ângulo da direção do caudal
M	Deslocamento do raio ultrassônico
t_{up}	Tempo necessário para receber um ultrassom emitido no sentido do caudal
t_{down}	Tempo necessário para receber um ultrassom emitido no sentido oposto ao do caudal
Δt	$t_{up} - t_{down}$

Para calcular o valor do caudal instantâneo que percorre a tubagem uma vez conhecida a velocidade que lhe corresponde, o equipamento necessita que seja introduzida a informação relativa ao diâmetro externo e espessura do tubo. Além disso, as sondas necessitam de ser instaladas distanciadas uma da outra, sendo que essa distância está dependente do método de medição e das características do tubo.

Quanto aos métodos de medição, o equipamento utilizado disponibiliza 3: V, Z ou W (8).

O método V (Figura 11) é o mais comum para proceder à medição de caudal em tubagens cujo diâmetro interior se encontre entre os 20 e os 300 mm. Este método pode ser apelidado de método refletivo.

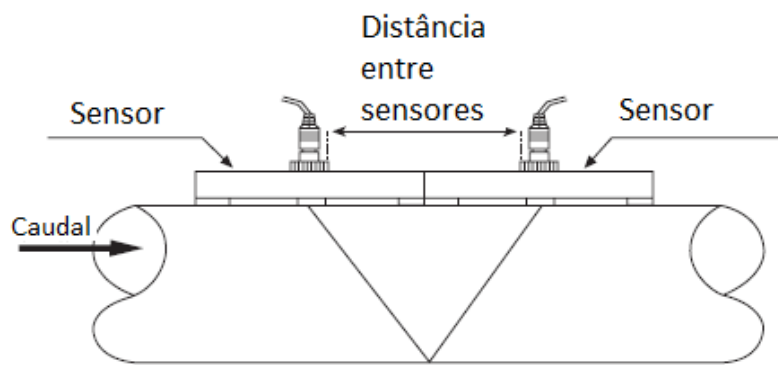


Figura 11 - Método V

Apenas justificado em tubagens cujo diâmetro se encontra entre 300 e 500 mm, o método Z (Figura 12), raramente é utilizado.

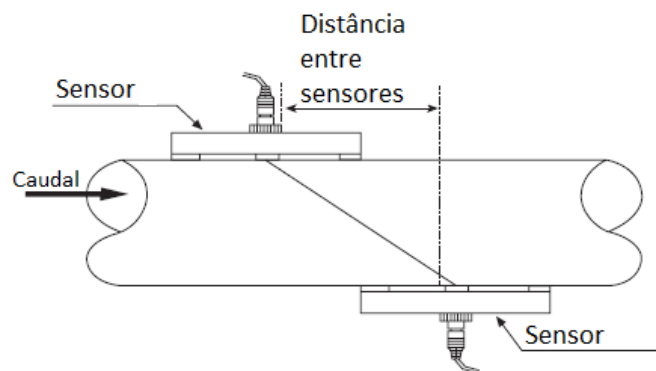


Figura 12 - Método Z

O método W, tal como ilustrado na Figura 13, força a que os ultrassons emitidos e recebidos completem um trajeto maior enquanto percorrem a tubagem, aumentando a incerteza de medição. Este método apenas se utiliza em tubos de plástico cujo diâmetro se encontre entre 10 e 100 mm.

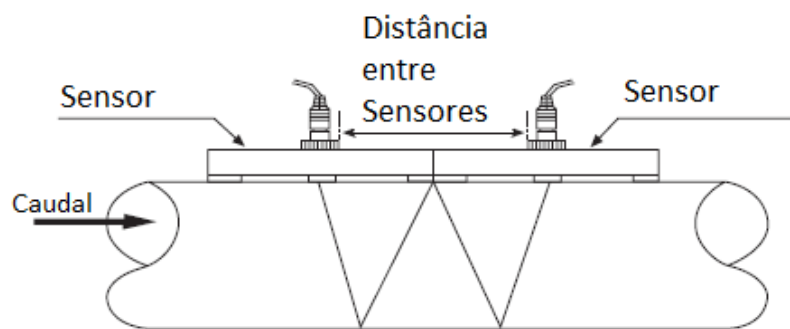


Figura 13 - Método W

Uma vez entendido o processo de medição, e adquirida alguma experiência a utilizar o equipamento, concluiu-se que o método mais adequado a utilizar para o fim em vista é o método V.

2.8. Avaliação da temperatura do fluido

Tal como foi referido em 2.6, a medição da temperatura do fluido de refrigeração, tanto à entrada como à saída de cada máquina dos setores de injeção e de borracha, foi levada a cabo utilizando um termómetro de resistência. A temperatura obtida experimentalmente é a temperatura da superfície exterior do tubo, sendo necessário avaliar a temperatura do fluido de refrigeração em operação no interior do tubo a partir da temperatura medida na superfície do tubo (4).

Pela Figura 14, conclui-se que a taxa de transferência de calor por condução e convecção do fluido interno para o ambiente por unidade de comprimento do tubo é dada pela Eq.(5), e que do fluido para a superfície exterior do tubo é dada pela Eq.(6),

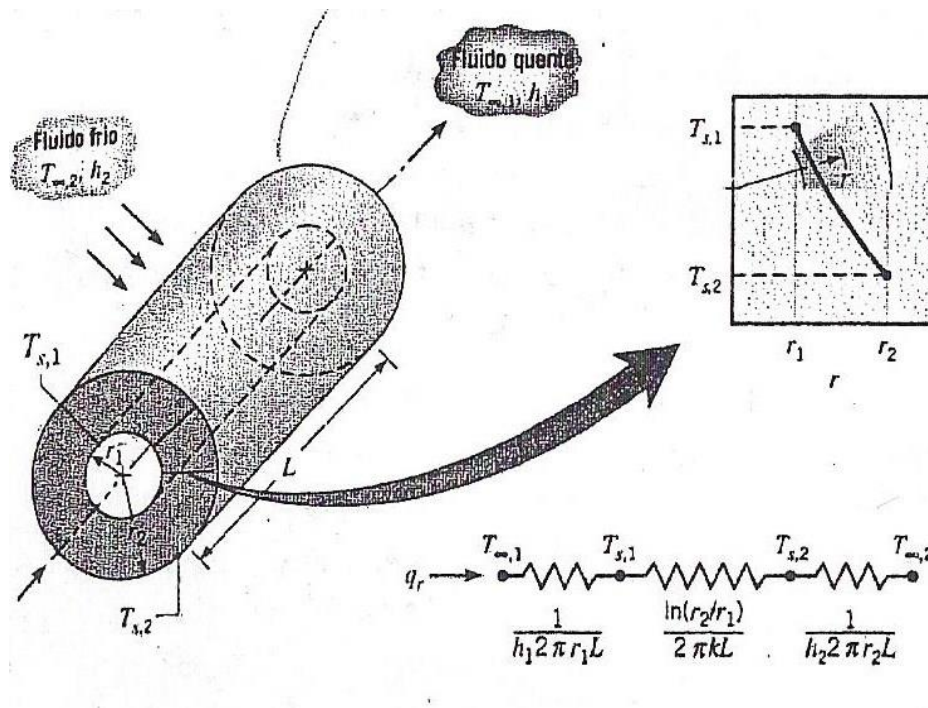


Figura 14 - Transferência de calor em tubo oco com condições convectivas na superfície (4)

$$\frac{q_{r_{amb}}}{L} = \frac{T_f - T_{amb}}{\frac{1}{2\pi r_i h_i} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi k} + \frac{1}{2\pi r_e h_e}} \quad \text{Eq.(5)}$$

$$\frac{q_{r_s}}{L} = \frac{T_f - T_s}{\frac{1}{2\pi r_i h_i} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi k}} \quad \text{Eq.(6)}$$

em que,

$q_{r_{amb}}$	Taxa de transferência de calor do fluido refrigerante para o ambiente
q_{r_s}	Taxa de transferência de calor do fluido refrigerante para a superfície exterior do tubo
T_f	Temperatura do fluido refrigerante
T_{amb}	Temperatura do meio ambiente
T_s	Temperatura da superfície exterior do tubo
r_i	Raio interno do tubo
r_e	Raio externo do tubo
h_i	Coefficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo

h_e	Coeficiente de transferência de calor por convecção no exterior do tubo
k	Condutividade térmica do material do tubo
L	Comprimento do tubo

Como a taxa de transferência de calor do fluido refrigerante para o ambiente é a mesma que a taxa de transferência de calor do fluido refrigerante para a superfície exterior do tubo, visto não existirem dissipações de calor intermédias

$$\frac{q_{r_{amb}}}{L} = \frac{q_{r_s}}{L} \quad \text{Eq.(7)}$$

ou (Eq.(8)),

$$\frac{T_f - T_{amb}}{\frac{1}{2\pi r_i h_i} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi k} + \frac{1}{2\pi r_e h_e}} = \frac{T_f - T_s}{\frac{1}{2\pi r_i h_i} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi k}} \quad \text{Eq.(8)}$$

Rearranjando a Eq.(8), obtém-se a Eq.(9), que permite calcular a temperatura do fluido a partir da temperatura da superfície exterior do tubo (a temperatura medida).

$$T_f = \frac{\left(\frac{\frac{1}{2\pi r_i h_i} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi k}}{\frac{1}{2\pi r_i h_i} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi k} + \frac{1}{2\pi r_e h_e}} \right) * T_{amb} - T_s}{\frac{\frac{1}{2\pi r_i h_i} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi k}}{\frac{1}{2\pi r_i h_i} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi k} + \frac{1}{2\pi r_e h_e}} - 1} \quad \text{Eq.(9)}$$

Ao contrário das outras variáveis envolvidas, os coeficientes de transferência de calor por convecção não são valores tabelados, ou passíveis de ser obtidos experimentalmente, sendo calculados.

O coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo calcula-se como

$$h_i = \frac{Nu_{Di} * k_f}{D_i} \quad \text{Eq.(10)}$$

em que,

k_f Condutividade térmica do fluido

D_i Diâmetro interno do tubo

Nu_{Di} Número de Nusselt baseado no diâmetro interno do tubo

Para o escoamento turbulento de um fluido no interior de um tubo, o número de Nusselt obtém-se como

$$Nu_D = 0.023 Re_{Di}^{\frac{4}{5}} * Pr^n \quad \text{Eq.(11)}$$

em que,

Pr Número de Prandtl

n 0.4 para $T_s > T_f$

0.3 para $T_s < T_f$

Re_{Di} Número de Reynolds baseado no diâmetro interno do tubo

sendo o número de Reynolds calculado como

$$Re_D = \frac{\rho v D_i}{\mu} \quad \text{Eq.(12)}$$

em que,

ρ Massa volúmica do fluido

v Velocidade do fluido

μ Viscosidade dinâmica do fluido

Por sua vez, o coeficiente de transferência de calor por convecção no exterior do tubo é calculado como

$$h_e = \frac{Nu_{De} * k_a}{D_e} \quad \text{Eq.(13)}$$

em que,

D_e Diâmetro externo do tubo

k_a Condutividade térmica do ar ambiente

Para um tubo sujeito a convecção natural, proveniente do gradiente de temperaturas do ar parado envolvente do tubo, o número de Nusselt é calculado como

$$Nu_D = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad \text{Eq.(14)}$$

em que,

Ra_D Número de Rayleigh baseado no diâmetro exterior do tubo

sendo que o número de Rayleigh é calculado como

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_{amb}) * D_e^3}{\nu\alpha} \quad \text{Eq.(15)}$$

em que

- g Aceleração da gravidade
- β Coeficiente de dilatação volumétrica do ar
- ν Viscosidade cinemática do ar
- α Difusividade térmica do ar

sendo de notar que se conhece a temperatura ambiente e se mede a temperatura da superfície exterior do tubo.

3. Capítulo III

Variáveis envolvidas na realização do diagnóstico

Uma vez definida a metodologia de medição, bem como identificados e caracterizados os equipamentos de medida a considerar, procede-se à realização do diagnóstico energético do sistema de refrigeração das máquinas da Atlanta Steps. Para levar a cabo esta tarefa é necessário obter a informação de todas as variáveis envolvidas no processo. Essas variáveis podem ser de cariz teórico (variáveis conhecidas e tabeladas a utilizar em equações), informativo (informações referentes às instalações e funcionamento da empresa), de suporte (equipamentos e materiais auxiliares, utilizados na realização do diagnóstico energético), ou medidas especificamente para o efeito. Assim sendo, a referida informação pode: ser encontrada em suportes bibliográficos, estar disponíveis na empresa, ser recolhida em documentação técnica dos equipamentos instalados, ser obtida por realização de medições, ou obtida por relações a partir de informação obtida por medições..

O diagnóstico de energia térmica da empresa realizou-se por etapas, tendo-se identificado para cada etapa as variáveis inerentes ao procedimento.

3.1. Potência calorífica libertada por máquina

Tal como descrito em 2.3, para avaliar a potência calorífica que é necessária colmatar na empresa, é incontornável avaliar a potência térmica libertada por cada máquina. Esse procedimento requer que sejam conhecidas as seguintes variáveis: calor específico de fluido de refrigeração, caudal mássico que opera em cada máquina e diferença de temperatura do fluido entre a entrada e a saída de cada máquina.

3.1.1. Caudal mássico

Para proceder à avaliação do caudal mássico foram utilizados dois métodos distintos: o método volumétrico e o método de medição por ultrassons. Contudo, cada um destes métodos apenas fornece informações relativas ao caudal volúmico, e foi necessário utilizar o valor da massa volúmica da água para proceder ao cálculo do caudal mássico como (5).

$$\dot{m} = \rho_{agua} * \dot{Q}_v \quad \text{Eq.(16)}$$

onde

\dot{Q}_v Caudal volúmico de água de refrigeração

\dot{m} Caudal mássico de água de refrigeração
 ρ_{agua} Massa volúmica da água

Para que o caudalímetro seja capaz de avaliar de forma correta o caudal volúmico em operação no tubo, o operador necessita de introduzir no equipamento toda a informação relativa à tubagem no local da medição.

A constituição da tubagem da rede de água para refrigeração varia de setor para setor. Contudo, dentro de cada setor, os tubos que constituem as picagens responsáveis pelo abastecimento de fluido de refrigeração são idênticas em todas as máquinas, tanto na picagem de abastecimento de água como na picagem de retorno.

O medidor de caudal necessita que sejam introduzidas informações relativas ao diâmetro externo, diâmetro interno, espessura e material da tubagem em cada ponto de medição. A Tabela 1 apresenta a informação requerida para a medição de caudal por ultrassons. Na Figura 5, podem identificar-se ainda os pontos onde foram realizadas as medições de caudal.

Tabela 1- Propriedades da tubagem

Setor	r_i (mm)	r_e (mm)	e (mm)	Material
Injeção	13	14	0.5	Cobre
Borracha	38	43	2.5	PVC

De salientar que para a correta medição do caudal pelo método de ultrassons é necessário posicionar as sondas a uma determinada distância uma da outra. Essa distância, calculada pelo equipamento, é função da geometria da tubagem, variando de caso para caso. Assim sendo, após a introdução da informação da tubagem no caudalímetro, posicionaram-se as sondas com o auxílio de um paquímetro.

3.1.2. Temperatura

Tal como na medição de caudal, o valor da temperatura obtido pelos termómetros necessita de ser trabalhado antes de ser possível utilizá-lo para calcular a potência calorífica libertada pelas máquinas a refrigerar.

No setor da extrusão, a medição da temperatura do fluido foi levada a cabo utilizando o termómetro de infravermelhos. Visto que o termómetro é apontado diretamente para o fluido a operar em circuito aberto, a temperatura lida no termómetro corresponde à temperatura do fluido. Assim, neste caso apenas é necessário converter as unidades da temperatura lida de graus Celsius para Kelvin, através da relação (12).

$$K = ^\circ\text{C} + 273.15 \quad \text{Eq.(17)}$$

onde,

K Temperatura em Kelvin

$^\circ\text{C}$ Temperatura em graus Celsius

Como descrito em 2.2, nos setores da injeção de termoplásticos e da vulcanização de borracha o sistema de refrigeração opera em circuito fechado. Assim, apenas é possível obter informação relativa à temperatura da superfície externa dos tubos, sendo o valor da temperatura do fluido de refrigeração obtido através dos cálculos analíticos abordados em 2.8. Para ser possível calcular a temperatura do fluido de refrigeração no interior dos tubos é necessário obter um conjunto de informação relativa às propriedades físicas da água, do ar, do material de construção dos tubos e da geometria dos tubos.

Apresentam-se na Tabela 2 as propriedades termofísicas da água utilizadas para o cálculo da potência calorífica das máquinas a refrigerar, nos setores da injeção e da borracha. Os valores relativos ao calor específico da água de refrigeração também se encontram na tabela das propriedades físicas da água (4).

Tabela 2- Propriedades termofísicas da água saturada

Temperatura	C_p	k (condutividade térmica)	μ (Viscosidade)	Pr (Nº de Prandtl)
(K)	J/(kg.K)	W/(m.K)	N.s/m ²	Adimensional
273.15	4217	5.69e-1	1.750e-3	12.99
275	4211	5.74e-1	1.652e-3	12.22
280	4198	5.82e-1	1.422e-3	10.26
285	4189	5.90e-1	1.225e-3	8.81
290	4184	5.98e-1	1.080e-3	7.56
295	4181	6.06e-1	9.590e-4	6.62
300	4179	6.13e-1	8.550e-4	5.83

Pela experiência compartilhada pela equipa técnica da empresa sabe-se que a temperatura do fluido de refrigeração após abandonar o *chiller* pode variar cerca de dois ou três graus constantemente. Isto acontece pelo facto de a maquinaria não fornecer potência calorífica ao sistema de refrigeração de forma uniforme. Isto é, em cada ciclo de produção de cada posto de trabalho, seja no setor da injeção ou no da borracha, existem picos de potência calorífica libertada. Aliado a este facto, encontra-se o défice de potência de refrigeração existente em cada setor. Contudo, em média, a temperatura do fluido de refrigeração à saída do *chiller* é de aproximadamente 290K. Assim, os valores das propriedades da água utilizados no cálculo da temperatura do fluido a partir da temperatura da superfície exterior do tubo são os valores tabelados para temperatura de 290K.

Tal como as propriedades da água, as propriedades do ar são necessárias para os cálculos descritos em 2.8. Na Tabela 3 encontram-se as propriedades termofísicas do ar utilizadas no cálculo da temperatura do fluido de refrigeração a partir do valor da temperatura medida na superfície exterior do tubo (4).

Tabela 3 - Propriedades termofísicas do ar à pressão atmosférica

Temperatura	α (Difusividade térmica)	K (condutividade Térmica)	ν (Viscosidade cinemática)	Pr (Nº de Prandtl)
(K)	(m ²)/s	W/(m.K)	(m ²)/s	Adimensional
250	1.59e-5	2.23e-2	1.144e-5	0.720
300	2.25e-5	2.63e-2	1.589e-5	0.707
350	2.99e-5	3.00e-2	2.092e-5	0.700

Tal como foi necessário conhecer a temperatura média do fluido de refrigeração para utilizar as suas corretas propriedades físicas, para a determinação das propriedades do ar, visualiza-se uma situação semelhante. Contudo, a temperatura do ar, ou temperatura ambiente, apresenta uma variação mais acentuada. Assim sendo, é necessário proceder à medição da temperatura ambiente, em paralelo com a medição da temperatura de entrada e de saída de cada máquina a refrigerar. Após ser conhecida a temperatura ambiente, realiza-se uma interpolação linear entre os valores tabelados e o valor da temperatura ambiente, para que possam ser determinadas as corretas propriedades do ar.

Para a medição do caudal de fluido refrigerante foi utilizada informação relativa à geometria dos tubos e do seu material de construção Na Tabela 4, encontra-se a informação

relativa condutividade térmica dos materiais de construção das tubagens utilizadas para o cálculo da temperatura do fluido a partir do valor da temperatura medida na superfície exterior do tubo. De salientar que a informação alusiva ao cobre foi retirada de (4), presente no ANEXO G. Quanto à condutividade térmica do PVC, esta foi obtida em (13) presente no ANEXO G.

Tabela 4 - Propriedades dos materiais dos tubos

Material	k (Condutividade térmica)
	W/(m.K)
Cobre a 300K	401
PVC	0.156

3.1.3. Método de diagnóstico

A potência calorífica libertada por cada máquina para o sistema de refrigeração, é calculada utilizando a Eq.(1). Para tal obtém-se experimentalmente a diferença de temperatura entre a saída e a entrada do fluido de refrigeração quando passa através de cada máquina. Como esta informação, por si só, é insuficiente, é obtido o valor do caudal mássico do fluido de refrigeração que opera em cada máquina. Com esta informação apenas é possível calcular a potência calorífica instantânea libertada pela máquina no momento em que é realizada a medição.

Pode pensar-se que esta informação, por si só, é insuficiente. Contudo, existem vários fatores que validam o estudo e tornam aceitável a metodologia utilizada.

Relativamente ao caudal de água das máquinas existentes nos setores da injeção e da borracha, este permanece constante. Tal acontece porque a circulação da água no sistema de refrigeração é feita através de duas bombas, que operam de forma independente, uma para cada setor. Como a geometria do sistema de refrigeração não sofre alterações temporais, e as bombas que promovem a circulação da água são de caudal fixo, o caudal de água de refrigeração que atravessa cada uma das máquinas é forçosamente constante. Este facto foi confirmado junto da equipa técnica da empresa.

Quanto à temperatura do fluido de refrigeração, esta tende a ser menos constante do que o caudal operante. Isto é, não existe uma temperatura constante para o fluido de refrigeração após abandonar o *chiller*. Tal deve-se essencialmente ao seguinte: tanto o *chiller* dedicado à

refrigeração do setor da borracha como o *chiller* dedicado à refrigeração do setor da injeção foram dimensionados para retirar cerca de 50% da potência calorífica atualmente libertada pelas máquinas. Com esta percentagem de utilização, os *chillers* são capazes de receber um determinado caudal a uma determinada temperatura, e retirar calor ao fluido de refrigeração até que este atinja a temperatura desejada pelo programador do *chiller*. Mas, com a expansão dos setores, e consequente introdução de mais maquinaria, as unidades de refrigeração instaladas operam quase sempre no limite das suas capacidades. Assim, quando ocorrem picos de potência calorífica libertada, a potência de refrigeração dos *chillers* revela-se insuficiente. Isto origina um incremento de calor libertado no sistema de refrigeração, e consequente aumento da temperatura da água à saída do *chiller*. Contudo, analisando cada máquina de forma individual, constata-se que a diferença de temperatura entre o fluido de refrigeração à saída e à entrada é quase sempre constante. Isto é, independentemente da temperatura do fluido à entrada da máquina, o incremento de temperatura que esta induz no fluido é normalmente um valor com poucas flutuações. Tal acontece porque a potência calorífica libertada por cada uma das máquinas é um valor aproximadamente constante, variando apenas com as irregularidades ocorrentes nas máquinas e com grandes variações da temperatura ambiente (inverno e verão). Assim, é válido assumir para efeitos de diagnóstico térmico que a potência calorífica instantânea libertada por cada máquina é aproximadamente constante, quando não ocorrem grandes variações na temperatura ambiente. A metodologia para uma análise mais rigorosa passaria por instalar sensores de caudal e de temperatura em cada uma das máquinas, procedendo à aquisição de dados durante um determinado período de tempo. No entanto, este procedimento não foi abordado por se apresentar bastante dispendioso e moroso.

No setor da extrusão também é possível considerar que a potência calorífica instantânea libertada por cada necessidade de arrefecimento apresenta um valor aproximadamente constante. Apesar de no método de refrigeração provisório utilizado neste setor tanto a variação de temperaturas como o caudal de operação apresentem oscilações notórias, estas variações ocorrem sobre padrões de proporcionalidade inversa. Se aumenta o caudal diminui a variação de temperatura e se diminui o caudal aumenta a variação de temperatura. Tal como descrito em 2.2, este setor é refrigerado através de permutadores de calor, sendo que a sua “fonte fria” reside na água da rede pública. Funcionando como uma torneira aberta, o caudal de água da rede pública que alimenta cada um dos permutadores de calor é controlado manualmente, através de uma válvula. Assim, este fator influencia marcadamente a temperatura de saída do fluido de refrigeração. Isto é, quanto maior o caudal de água em circulação no permutador de calor menor a sua temperatura de saída. Sabe-se ainda que cada uma das máquinas instaladas neste setor só é capaz de trabalhar em condições fixas, isto é, a sua utilização ou é de 100% ou de 0%. Com estes pressupostos é possível considerar que, tal como nos setores da injeção e da borracha, a potência calorífica instantânea libertada por cada necessidade de arrefecimento existente neste setor é

aproximadamente constante. Isto acontece, como é óbvio, para pequenas variações da temperatura ambiente.

3.1.4. Utilização das máquinas

O método de diagnóstico utilizado permite avaliar a potência calorífica instantânea libertada por cada necessidade de arrefecimento existente em cada setor da empresa. No entanto, esta informação por si só é insuficiente. Para ser possível obter informação conclusiva sobre o sistema de arrefecimento é necessário conhecer a cronologia de utilização de cada uma das máquinas a refrigerar. Com isto é possível compreender, entre outros fatores, quantas máquinas operam em simultâneo, em que altura do dia, em que dia da semana, e consequentemente quais são os pontos de maior e de menor exigência para o sistema de refrigeração. Para proceder à obtenção desta informação consultaram-se os operadores de cada máquina, bem como os seus padrões de utilização documentados.

Analisando a informação obtida, constata-se que a utilização das máquinas segue um padrão semanal, de acordo com o apresentado na Tabela 5.

Tabela 5 - Padrão semanal de utilização das máquinas

Setor	Máquina	Segunda	Terça	Quarta	Quinta	Sexta	Sábado
Injeção	1	24h	24h	24h	24h	24h	12h
	2	24h	24h	24h	24h	24h	12h
	3	24h	24h	24h	24h	24h	12h
	4	24h	24h	24h	24h	24h	12h
	5	24h	24h	24h	24h	24h	12h
	6	24h	24h	24h	24h	24h	12h
	7	24h	24h	24h	24h	24h	12h
	8	24h	24h	24h	24h	24h	12h
	9	24h	24h	24h	24h	24h	12h
	10	24h	24h	24h	24h	24h	12h
	11	24h	24h	24h	24h	24h	12h
	12	24h	24h	24h	24h	24h	12h
Borracha	Rolos	5h	5h	5h	5h	0h	0h
	TN	6h	6h	0h	6h	0h	0h
	TA	0h	0h	6h	0h	0h	0h
Extrusão	1CF	8h30min	8h30min	0h	0h	0h	0h
	1M	8h30min	8h30min	0h	0h	0h	0h
	2CF	8h30min	8h30min	0h	0h	0h	0h
	2M	8h30min	8h30min	0h	0h	0h	0h

De salientar que aos sábados, no setor da injeção, as máquinas trabalham das 0h às 12h. No setor da borracha, o horário de funcionamento dos rolos é das 6h às 11h, e das trituradoras é das 6h às 12h. Quanto à atividade existente no setor de extrusão, esta inicia às 6h e termina às 14h30min. Regista-se ainda que aos domingos a empresa não se encontra em atividade

Conjugando a informação recolhida é possível obter dados referentes à emissão de energia calorífica mensal e às necessidades máximas e mínimas de refrigeração. Além disso, é possível avaliar quais os elementos que mais sobrecarregam o sistema de refrigeração. Para tal é necessário avaliar a potência calorífica libertada por cada máquina de cada setor instantaneamente, diariamente e mensalmente.

Para proceder à avaliação instantânea é necessário apenas obter informação relativa ao caudal mássico e à variação de temperatura do fluido do sistema de refrigeração, a operar em cada máquina.

Conhecida a potência calorífica instantânea, a energia calorífica libertada em cada hora é calculada como

$$Q = \dot{Q} * 3600 * \%_1 \quad \text{Eq.(18)}$$

onde,

- Q Energia calorífica libertada numa hora
- \dot{Q} Potência calorífica instantânea
- $\%_1$ Percentagem de utilização horária do sistema de refrigeração

A energia calorífica libertada por cada máquina num dia é calculada a partir da potência calorífica instantânea associada a essa máquina como

$$Q = \dot{Q} * 3600 * 24 * \%_2 \quad \text{Eq.(19)}$$

onde,

- $\%_2$ Percentagem de utilização diária do sistema de refrigeração para refrigerar a máquina em causa

3.2. Potência de refrigeração disponível nas instalações

Ao contrário da potência calorífica libertada por cada máquina, a determinação da potência de refrigeração disponível nas instalações não requer procedimentos experimentais, passando por consultar a documentação técnica referente a cada *chiller* instalado na empresa.

Como referido em 2.2, a Atlanta Steps alberga duas unidades de refrigeração, uma dedicada ao setor da injeção de termoplásticos e outra dedicada ao setor da vulcanização da borracha. O setor da extrusão não possui qualquer *chiller* instalado.

Por consulta da documentação técnica existente na empresa, o “*chiller* I”, dedicado à refrigeração das máquinas do setor da injeção, apresenta uma capacidade de refrigeração de 64 kW a uma temperatura ambiente de 25 °C, quando se procura refrigerar água a 15 °C. No entanto, a eficiência do equipamento é criticamente afetada pela temperatura ambiente. De acordo com a documentação do equipamento, a eficiência energética do *chiller* diminui 80 % quando a temperatura ambiente está nos 30 °C. Pela experiência da equipa técnica da empresa, o *chiller*, em dias típicos de inverno é capaz de refrigerar o setor sem problemas. Nos dias típicos de verão,

apesar de consumir mais energia elétrica, a potência de refrigeração que o *chiller* disponibiliza ao setor é incapaz de colmatar as necessidades de arrefecimento. No ANEXO H, pode ler-se a documentação técnica do “*chiller* I”.

Relativamente ao setor da vulcanização de borracha, este é refrigerado pelo “*chiller* B”. Pela experiência da equipa técnica da Atlanta Steps, e à semelhança do que se passa no setor da injeção, o “*chiller* B”, é capaz de fornecer a potência de refrigeração necessária ao setor para dias típicos de inverno. Para dias típicos de verão a refrigeração deste setor padece de carências semelhantes às do setor da injeção. No entanto, estas carências não são tão acentuadas como as do setor da injeção. Após uma procura intensiva pela documentação técnica do “*chiller* B”, quer na empresa quer junto do produtor do equipamento, pode concluir-se que a informação não se encontra disponível. Contudo, foi possível aferir que a potência de refrigeração do *chiller* é de aproximadamente 13 kW. Esta informação é legível na chapa de identificação do equipamento, que pode ser consultada no ANEXO I.

No setor da extrusão não existe nenhuma unidade de refrigeração disponível. Assim, a potência de refrigeração instalada para este setor é considerada nula.

A empresa adquiriu recentemente uma unidade de refrigeração com potência de refrigeração de 252 kW (14), “*chiller* E”. O referido *chiller*, embora ainda não esteja instalado, destina-se a refrigerar o setor de extrusão e a prestar auxílio na refrigeração dos setores de borracha e de injeção. Este equipamento é capaz de operar de forma semi-progressiva, isto é, visto que possui 6 compressores que operam de forma independente, o equipamento é capaz de ajustar a utilização dos mesmos consoante as necessidades de refrigeração impostas. Esta tecnologia permite aumentar a eficiência do equipamento e, consequentemente, a eficiência do sistema de refrigeração. Salienta-se ainda que o *chiller* é capaz de garantir os valores energéticos tabelados para uma temperatura ambiente que pode ir até aos 35 °C. No ANEXO J pode ser encontrada a documentação técnica e imagens do “*chiller* E”.

4. Capítulo IV

Resultados e análise do diagnóstico

Sabendo que o sistema de refrigeração apresenta debilidades quando a temperatura ambiente é elevada, optou-se por realizar as medições necessárias em dias típicos de verão. Assim, as medições referentes ao setor de borracha e de injeção foram realizadas nos dias 1 e 2 de julho de 2014. Relativamente às medições efetuadas no setor da extrusão, estas ocorreram no dia 7 de julho do mesmo ano. Visto que a temperatura ambiente verificada nestes dias rondava os 35 °C, estes podem ser considerados dias típicos de verão.

Salienta-se que, para efeitos de diagnóstico, foram realizadas duas análises comportamentais distintas: a avaliação da potência calorífica instantânea libertada por cada máquina, energia de refrigeração libertada durante o mês de julho de 2014

Não obstante, é necessário aferir a validade dos valores resultantes das medições de caudal e de temperatura efetuadas, para viabilizar o diagnóstico térmico efetuado.

4.1. Aferição dos valores de caudal medidos utilizando o medidor de caudal por ultrassons

O medidor de caudal por ultrassons apresenta uma incerteza de +/- 1% do valor medido. Além disso, o aparelho é sensível a fatores externos tais como o posicionamento dos sensores, a existência de impurezas na superfície externa da tubagem, a incorreta aplicação do gel de ultrassons no tubo, entre outros. Assim, existe a necessidade de averiguar a qualidade dos valores lidos pelo medidor de caudal por ultrassons.

Como pode ser constatado em 2.2, no setor da injeção o sistema de refrigeração opera em circuito fechado, podendo concluir-se que o caudal da linha de água principal é igual ao somatório dos caudais de operação em cada máquina.

Assim, a estratégia para avaliar a qualidade dos valores obtidos pelo medidor de caudal passou por medir o caudal de operação de cada máquina, efetuar o seu somatório, e comparar o valor obtido pela medição do caudal de operação da conduta de água principal, obtido como o somatório dos caudais de operação de todas as máquinas de injeção.

$$\dot{Q}_{v_t} = \sum_{i=12}^n \dot{Q}_{v_i} = 0.001801 m^3/s \quad \text{Eq.(20)}$$

em que,

\dot{Q}_{v_t} Caudal volúmico global no tubo de abastecimento de água do setor de injeção
 \dot{Q}_{v_i} Caudal volúmico de cada máquina do setor de injeção

O valor do caudal de operação da conduta de água principal lido pelo medidor de caudal é de 114.75L/min, o que corresponde a $0.001912\text{m}^3/\text{s}$. Comparando os dois valores, e tendo em consideração a incerteza do equipamento, pode concluir-se que os valores lidos pelo medidor de caudal são aceitáveis para efeitos do presente diagnóstico.

4.2. Aferição dos valores de temperatura do fluido, avaliados utilizando a temperatura da superfície exterior do tubo

A temperatura do fluido de refrigeração a operar em cada máquina, é calculada pelo procedimento descrito em 2.8, a partir da temperatura da superfície exterior do tubo. Todavia, é necessário confirmar a qualidade do referido procedimento.

O “*chiller* I”, dedicado à refrigeração do setor de injeção, possui uma consola interativa que permite, entre outras funcionalidades, obter uma leitura da temperatura do fluido de refrigeração à saída do *chiller*.

Para aferir a qualidade do valor estimado da temperatura do fluido, obtida através da medição da temperatura da superfície exterior da tubagem, optou-se por avaliar a temperatura do fluido de refrigeração à saída do *chiller* por este método e comparar esse valor com a informação de temperatura fornecida pela consola do *chiller*.

Usando o procedimento descrito, conclui-se que a temperatura do fluido à saída do *chiller* era de 17.5 °C na altura da medição, praticamente coincidindo com a informação presente na consola do equipamento de refrigeração.

4.3. Potência calorífica instantânea

Avaliada a potência calorífica instantânea libertada por cada máquina, em cada setor, é possível quantificar não só a necessidade de arrefecimento de cada máquina, mas também as necessidades de arrefecimento existentes em cada setor, quando os seus equipamentos se encontram em funcionamento.

4.3.1. Injeção de termoplásticos

Na Figura 15 podem ser lidos e comparados os caudais de água, dedicados à refrigeração de cada máquina do setor de injeção.

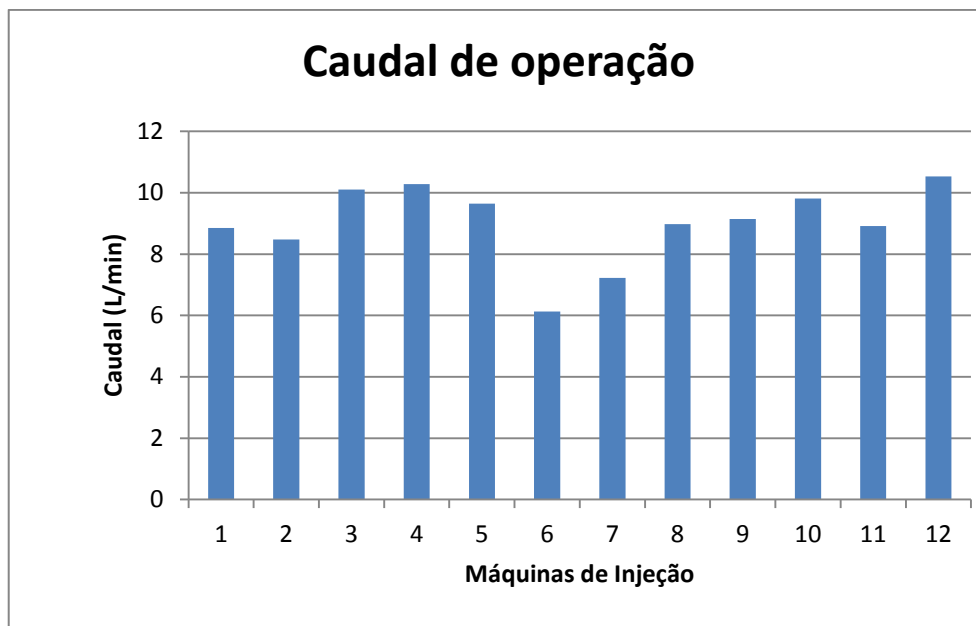


Figura 15 - Caudais de operação das máquinas do setor de injeção

Por análise da Figura 15 verifica-se que os caudais de operação das máquinas apresentam poucas variações entre si. Destacam-se apenas os caudais de operação das máquinas 6 e 7 que apresentam valores inferiores, comparativamente com os restantes. Tal ocorre porque as picagens de acesso ao fluido de refrigeração das máquinas 6 e 7 induzem valores de perda de carga superiores, em comparação com as restantes máquinas. Nas Figura 16 e 17 podem ser visualizadas e comparadas as geometrias das picagens das diferentes máquinas deste setor. Aliado a este fator, o défice de caudal nas máquinas 6 e 7 pode dever-se à acumulação de resíduos e impurezas nos seus circuitos internos de refrigeração .



Figura 16 - Picagens do setor de injeção que induzem maior perda de carga

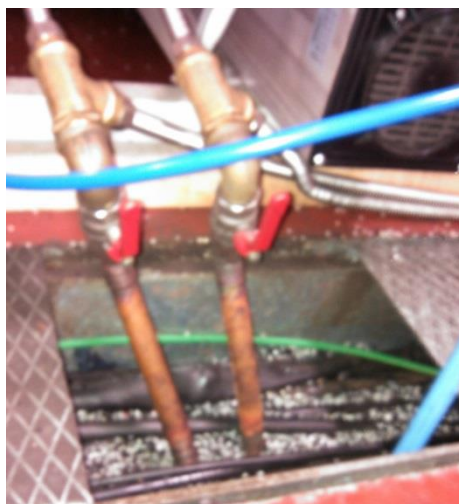


Figura 17 - Picagens do setor de injeção que induzem menor perda de carga

Posto isto, podem ser observados na Figura 18 os valores das temperaturas de entrada e de saída do fluido de refrigeração em cada máquina, bem como a temperatura ambiente registrada no decorrer de cada medição efetuada em cada máquina.

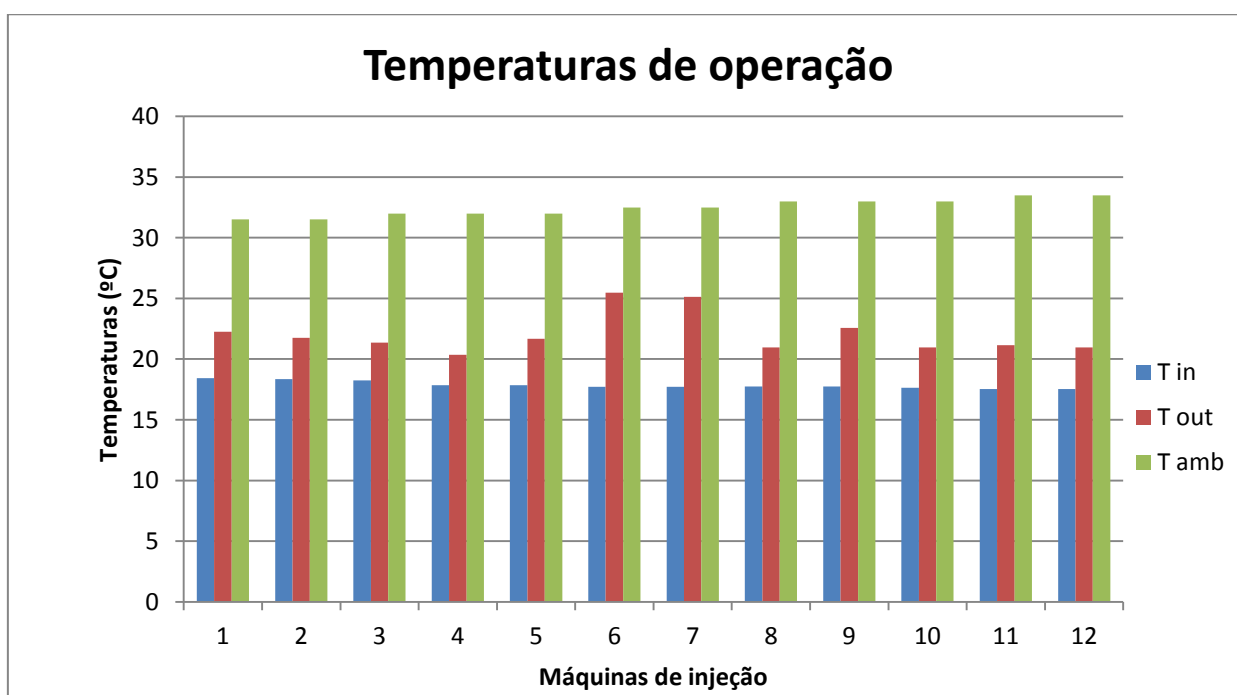


Figura 18 - Temperaturas de operação do setor de injeção

A diferença de temperatura entre a entrada e a saída do fluido de refrigeração, em cada máquina, é de aproximadamente 4 °C. A variação de temperatura das máquinas 6 e 7 representa uma exceção, visto estas terem uma temperatura de saída superior à média. Este facto, em parte, ocorre por influência direta do défice de caudal verificado nestas máquinas. Contudo, após consulta da equipa técnica da empresa, verificou-se que, usualmente, as máquinas 6, 7 e 9 operam com materiais de injeção mais exigentes do ponto de vista da refrigeração do molde. Constata-se ainda que, por consequência da debilidade de refrigeração das máquinas 6 e 7, as solas produzidas nestes postos de trabalho tendem a apresentar um maior número de inconformidades comparativamente com as restantes.

Relativamente à temperatura de entrada do fluido de refrigeração em cada máquina, constata-se que esta tende a aumentar cerca de 1 °C, da máquina 12 até à máquina 1. O referido incremento de temperatura ocorre porque os tubos de cobre do sistema de refrigeração deste setor apresentam um elevado comprimento, e consequente uma elevada área de contacto com o ambiente. Como o cobre tem uma condutividade térmica elevada, e a temperatura ambiente é bastante superior à temperatura do fluido de refrigeração, estão criadas as condições favoráveis para que a temperatura ambiente introduza potência calorífica adicional no sistema de refrigeração.

Os valores apresentados, alusivos à temperatura ambiente, tendem a aumentar, desde a máquina 1 até à 12. Tal ocorre porque as medições realizadas neste setor tiveram início às 10 horas do dia 1 de julho na máquina 1, e foram concluídas às 16 horas do mesmo dia na máquina 12. Durante o período horário apresentado a temperatura ambiente aumentou.

Na Figura 19 apresentam-se os valores relativos à potência calorífica instantânea libertada por cada máquina deste setor.

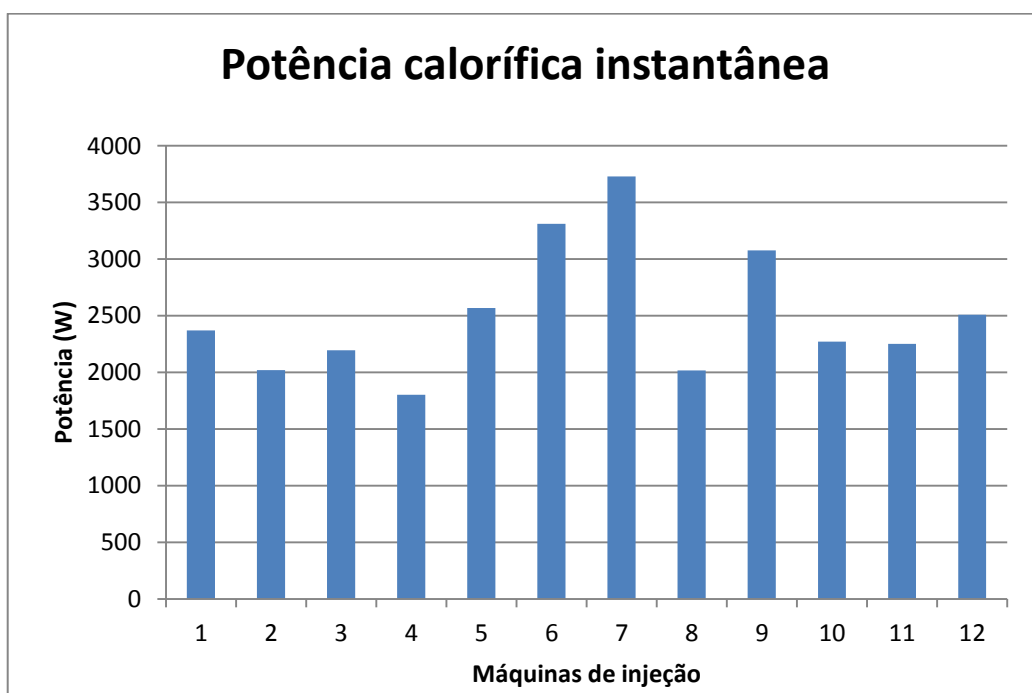


Figura 19 - Potência calorífica instantânea libertada pelas máquinas do setor de injeção

Pelos factos acima descritos, constata-se que as máquinas que libertam potência calorífica são as 6, 7 e 9. Os valores apresentados na Figura 15, Figura 18 e Figura 19, podem ser lidos em forma de tabela no Anexo L.

4.3.2. Vulcanização de borracha

Na Figura 20, podem ser lidos e comparados entre si os valores do caudal de operação das máquinas deste setor.

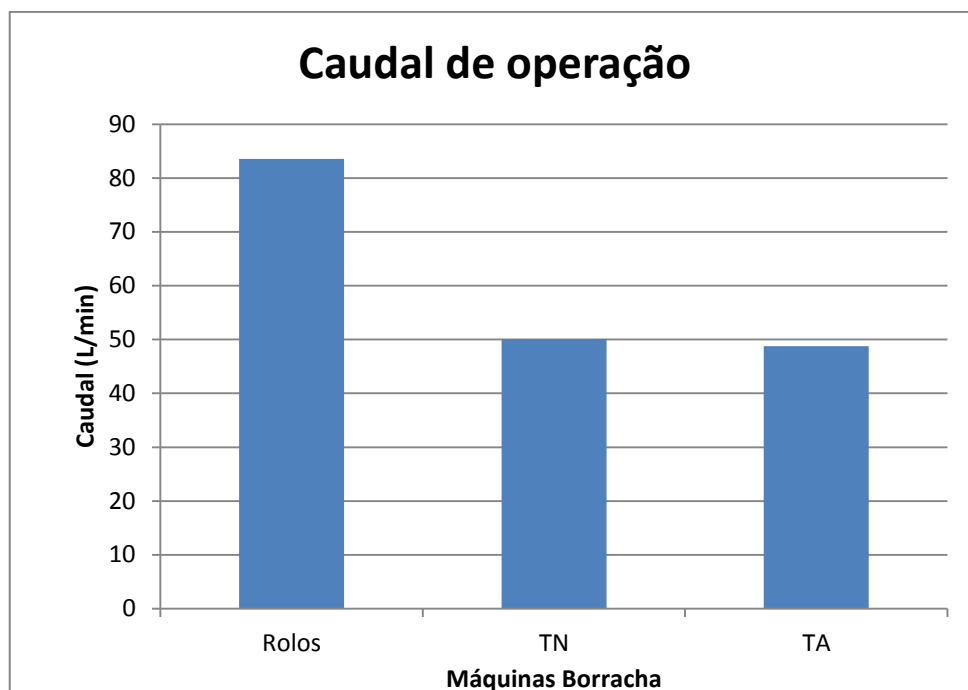


Figura 20 - Caudais de operação das máquinas do setor de borracha

Como pode ser lido na figura, os rolos apresentam uma maior exigência relativamente ao caudal de operação. Quanto às trituradoras, estas apresentam um caudal de operação bastante similar. Tal acontece porque, além das trituradoras terem soluções construtivas bastante semelhantes, são alimentadas pela mesma linha de água. Salienta-se o facto de operarem alternadamente, isto é, quando uma se encontra a trabalhar, a outra tem que estar forçosamente parada.

Apresentam-se na Figura 21 os valores relativos às temperaturas de saída e de entrada do fluido de refrigeração em cada máquina, bem como a temperatura ambiente registada durante as medições.

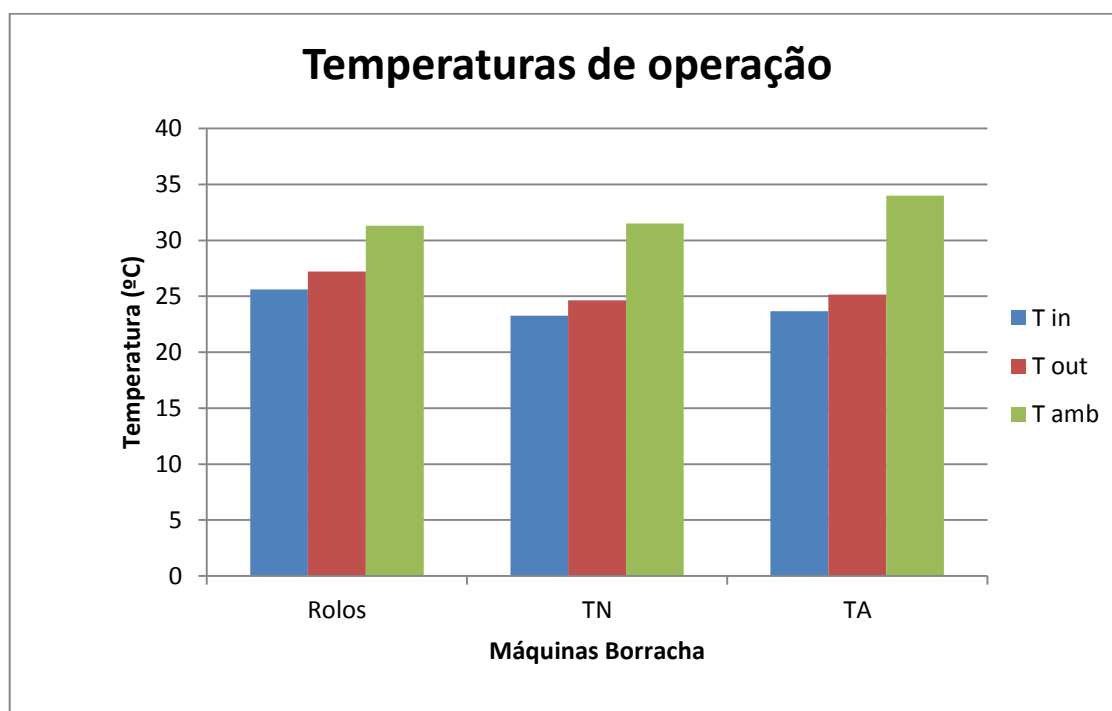


Figura 21 - Temperaturas de operação das máquinas do setor de borracha

A diferença de temperatura observada em cada máquina é de aproximadamente 2 °C, e verifica-se tanto nos rolos como nas trituradoras. Quando se procedeu à medição da temperatura da água de arrefecimento dos rolos encontrava-se em operação simultânea a trituradora nova. Por este motivo, aliado ao facto de o *chiller* dedicado à refrigeração deste setor ter dificuldades em colmatar a potência calorífica libertada pelas máquinas, verifica-se que a temperatura de entrada nos rolos é superior à temperatura de entrada em cada uma das trituradoras. Salienta-se ainda que a medição da diferença de temperatura nas trituradoras ocorre após os rolos terminarem funções. Por este motivo, a temperatura de entrada de fluido de refrigeração, tanto na TA como na TN, apresenta valores inferiores à temperatura de entrada nos rolos. Além disso, verifica-se que a temperatura ambiente, registada durante as medições da TA, apresenta um valor superior à temperatura observada durante as medições realizadas na TN e nos rolos. Tal acontece porque as medições realizadas na TA ocorreram no dia 2 de julho de 2014, enquanto que as medições realizadas na TN e nos rolos ocorreram no dia 1 de julho de 2014.

Seguem-se na Figura 22 os resultados referentes à potência calorífica libertada pelas máquinas deste setor.

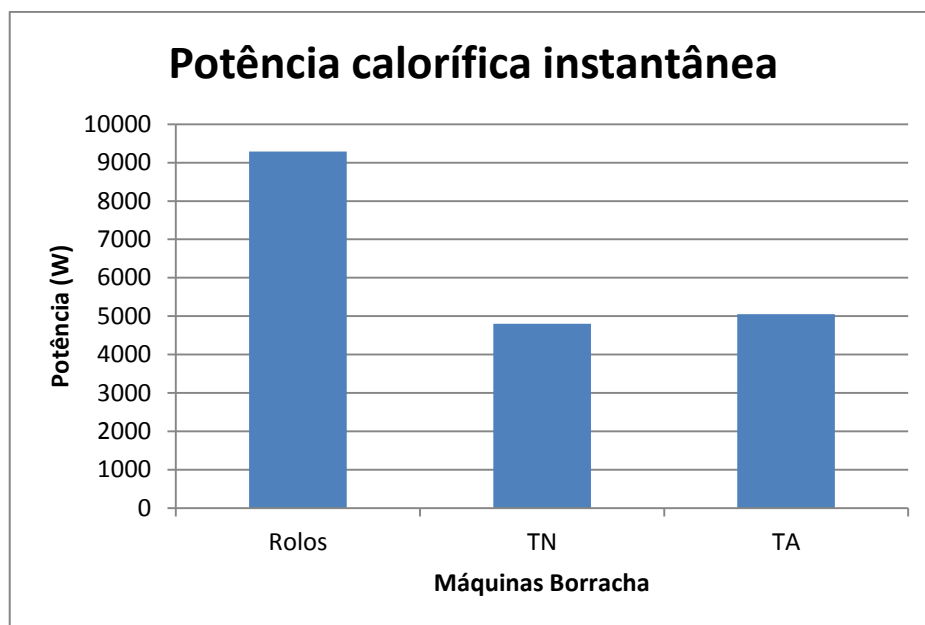


Figura 22 - Potência calorífica instantânea libertada pelas máquinas do setor de borracha

Pode constatar-se que, no setor da borracha, os rolos representam a maior necessidade de refrigeração, como seria expectável. As trituradoras libertam uma potência calorífica semelhante de aproximadamente 5kW. Os valores apresentados na Figura 20, Figura 21 e Figura 22, podem ser lidos em forma de tabela, no ANEXO L.

4.3.3. Extrusão

Como descrito em 2.6, o caudal neste setor foi avaliado pelo método volumétrico. Este método visa contabilizar, com auxílio de um cronómetro, o tempo que o caudal de água leva para encher um volume conhecido. Embora o recipiente utilizado tenha um volume total de 2L, optou-se por definir 1.5L como volume de enchimento para garantir a possibilidade de retirar o recipiente do curso de água sem que este verta. Como o método utilizado é pouco preciso, foram realizados 5 ensaios válidos, obtendo-se a média aritmética desses ensaios. Os valores encontram-se na Tabela 6.

Tabela 6 – Valores de caudal obtidos nos ensaios

Medições	1CF			1M			2CF			2M		
	T(s)	V(L)	Q(L/s)	T(s)	V(L)	Q(L/s)	T(s)	V(L)	Q(L/s)	T(s)	V(L)	Q(L/s)
1	23.75	1.5	0.063	5.22	1.43	0.273	19.32	1.5	0.078	5.09	1.5	0.295
2	25.88	1.5	0.058	5.05	1.5	0.297	18.87	1.5	0.079	4.9	1.45	0.296
3	21.5	1.5	0.07	5.11	1.55	0.304	20.9	1.5	0.072	4.8	1.45	0.301
4	22.99	1.5	0.065	5.09	1.55	0.305	20.7	1.5	0.072	5.22	1.59	0.305
5	23.14	1.5	0.065	5.13	1.5	0.303	21.5	1.5	0.07	4.5	1.44	0.32

O caudal de operação de cada necessidade de arrefecimento do setor da extrusão encontra-se na Figura 23.

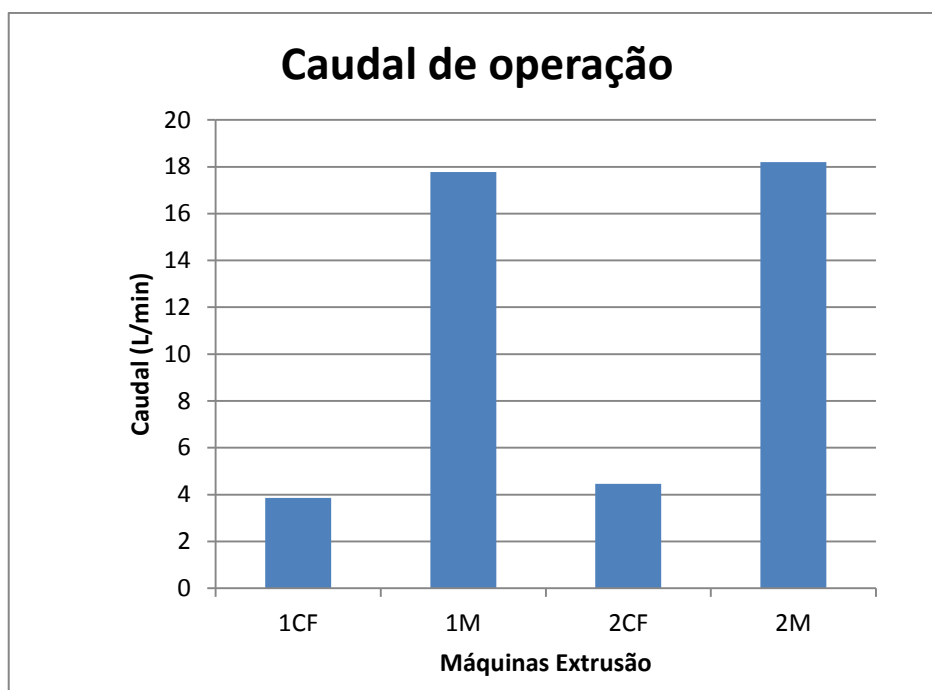


Figura 23 - Caudais de operação dos permutadores de calor do setor de extrusão

Analisando a figura, constata-se que as duas extrusoras existentes no setor apresentam condições de trabalho bastante semelhantes. A maior exigência em termos de caudal de refrigeração ocorre nos permutadores de calor dedicados ao arrefecimento do material extrudido. Nos permutadores de calor dedicados ao arrefecimento do cârter e da fieira, o caudal de operação não é tão elevado porque estes órgão das extrusoras necessitam de uma temperatura de

operação de cerca de 70 °C. Como tal, a temperatura do permutador de calor é controlada através do caudal do fluido de refrigeração.

As temperaturas de entrada e de saída do fluido de refrigeração encontram-se na Figura 24. O registo da temperatura ambiente não se encontra na figura pelo facto de não ter sido utilizada para efeitos de cálculo.

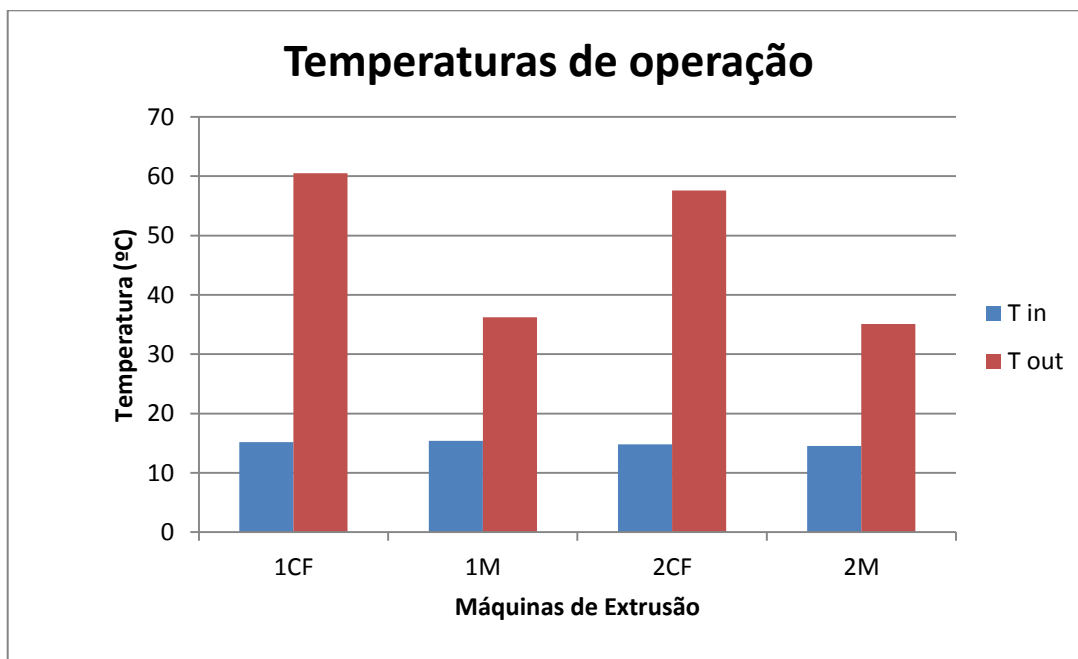


Figura 24 - Temperaturas de operação do setor de extrusão

Do ponto de vista das diferenças de temperatura verificadas nas máquinas do setor, estas são mais elevadas no permutador de calor dedicado ao arrefecimento do cârter e da fieira, pelos motivos apresentados anteriormente. Os permutadores de calor dedicados à refrigeração do material expelido pela extrusora apresentam uma menor diferença de temperatura. Tal deve-se em parte ao elevado caudal de operação que atua nestes permutadores de calor. Salienta-se ainda que as temperaturas das duas extrusoras, tal como no que respeita ao caudal que as atravessa, seguem padrões semelhantes.

Na Figura 25, encontra-se resumida a informação relativa às necessidades de arrefecimento deste setor.

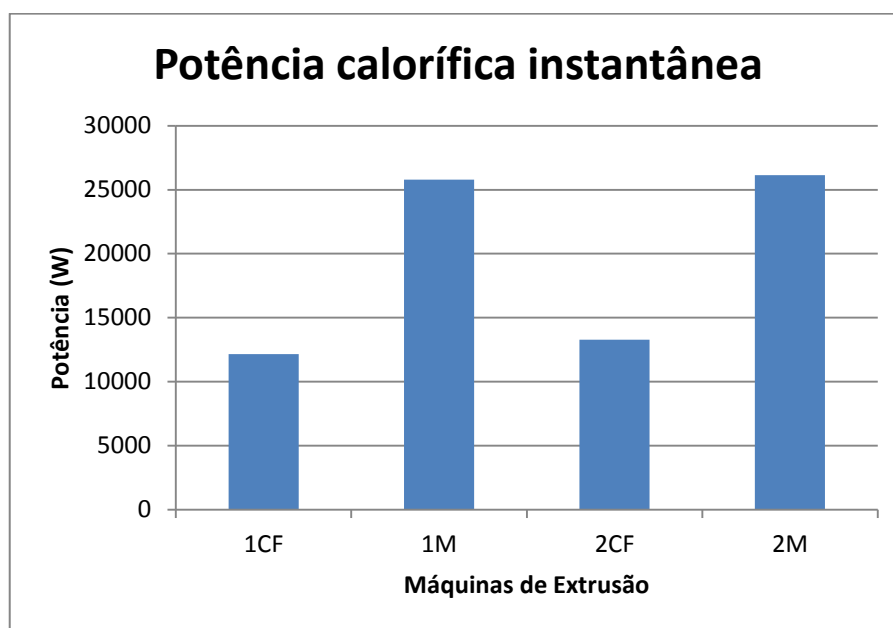


Figura 25 - Potência calorífica instantânea libertada pelas máquinas do setor de extrusão

Verifica-se que o material expelido pelas extrusoras impõe uma potência calorífica nos permutadores de calor bastante elevada, quando comparada com a potência calorífica libertada pelo cárter e pela fieira. Os valores apresentados na Figura 23, Figura 24 e Figura 25, podem ser lidos em forma de tabela no ANEXO L.

4.3.4. Setores

Conhecida a potência calorífica instantânea libertada por cada máquina, é necessário avaliar a necessidade de refrigeração de cada setor como um todo.

A potência calorífica libertada por cada setor mais não é que a soma das potências caloríficas libertadas por cada uma das máquinas desse setor. De salientar que no setor da extrusão as trituradoras operam alternadamente. Como tal, a potência calorífica libertada refere-se à soma da potência libertada pelos rolos com a potência libertada por apenas uma das trituradoras. Para efeitos de cálculo, utilizou-se a potência calorífica libertada pela “TN”, visto ser a trituradora mais utilizada. Apresenta-se na Figura 26 a potência calorífica instantânea libertada por cada setor.

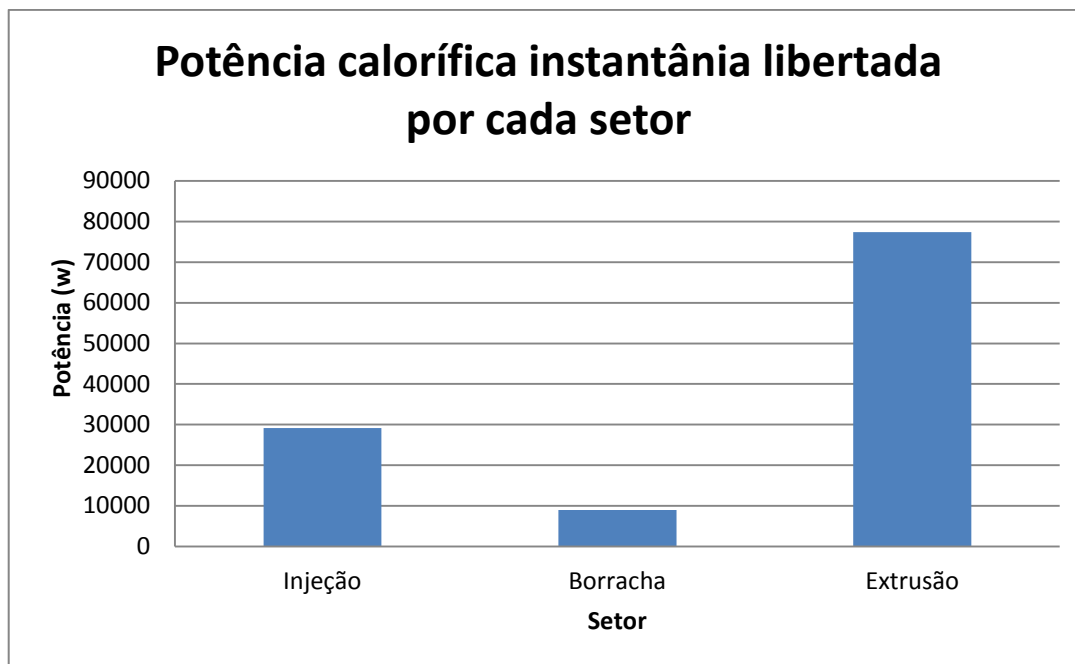


Figura 26 - Potência calorífica instantânea libertada por cada setor

Relativamente ao setor da injeção, este liberta para o sistema de refrigeração uma potência calorífica de aproximadamente 30kW. Como referenciado em 3.2, este setor dispõe de um *chiller* com uma potência de refrigeração de 64kW, para uma temperatura ambiente de 25 °C. Contudo, é sabido que temperaturas ambiente superiores a 25 °C afetam marcadamente a performance do *chiller*. Assim, não é possível concluir que a potência de refrigeração instalada neste setor seja capaz de colmatar a potência calorífica libertada para dias típicos de verão.

O setor da borracha, pela análise da Figura 26, liberta uma potência calorífica de aproximadamente 9kW. Quando comparada com a potência de refrigeração instalada neste setor (13kW), verifica-se que, em condições ideais, o *chiller* utiliza apenas 70% das suas capacidades para refrigerar o setor. Sabendo que a temperatura ambiente afeta severamente a performance do *chiller*, pode concluir-se que, para dias típicos de verão, a potência de refrigeração do “*chiller B*” é insuficiente para refrigerar de forma eficiente o setor da borracha.

O setor da extrusão, como pode ser constatado pela Figura 26, é o setor que liberta maior potência calorífica instantânea (77kW). A empresa não dispõe de equipamento de refrigeração instalado capaz de responder às necessidades de arrefecimento deste setor. Assim, a refrigeração deste setor é feita de forma bastante dispendiosa, não racional e impraticável a longo prazo, desperdiçando mais de 2.5 m³ de água por hora. Contudo, o *chiller* adquirido pela empresa para colmatar as necessidades de arrefecimento deste setor apresenta uma potência de refrigeração de 252kW. Na verdade, para refrigerar o setor da extrusão o referido *chiller* apenas utiliza cerca de

30% das suas capacidades. Pode pois equacionar-se a utilização da restante potência de arrefecimento disponível, para refrigerar os setores da injeção e da borracha. Este assunto será abordado detalhadamente no Capítulo V

Salienta-se que os valores lidos só são válidos quando as máquinas de cada setor se encontram em funcionamento. Assim, é fundamental realizar uma análise cronológica da energia de refrigeração utilizada, para que se possa entender a dinâmica do processo de refrigeração da empresa. Os valores apresentados na Figura 26, podem ser lidos em forma de tabela no ANEXO M.

4.4. Energia mensal libertada por cada máquina utilizando um padrão semanal

Para proceder ao cálculo da energia de refrigeração libertada mensalmente, é necessário conhecer a calendarização do funcionamento de cada máquina, informação que se encontra presente na Tabela 5. Contudo, na Figura 27 pode ler-se a utilização das máquinas de cada setor, de forma mais elucidativa, do ponto de vista da utilização simultânea das mesmas. Salienta-se que o padrão semanal de utilização das máquinas a refrigerar se repete todas as semanas ao longo do mês.

Pela análise da Figura 27 pode constatar-se que as máquinas do setor da injeção operam 24h por dia de segunda a sexta-feira, e operam até às 12 horas de sábado. No setor da borracha, das 6 às 11 horas, de segunda a quinta-feira, encontram-se sempre em operação os rolos e uma das extrusoras. Às 11 horas os rolos finalizam a sua atividade, sendo que a extrusora a operar continua em funcionamento até às 12 horas. Relativamente ao setor da extrusão, este mantém as extrusoras em atividade às segundas e terças das 6 às 14 horas e 30 minutos. Analisando as necessidades de refrigeração da empresa como um todo, estas apresentam o seu valor de pico à segunda e terça-feira, das 6 às 11 horas, altura em que todos os setores da empresa se encontram em atividade. Atualmente, o padrão semanal apresentado não sofre alterações, representando, assim, uma rotina semanal.

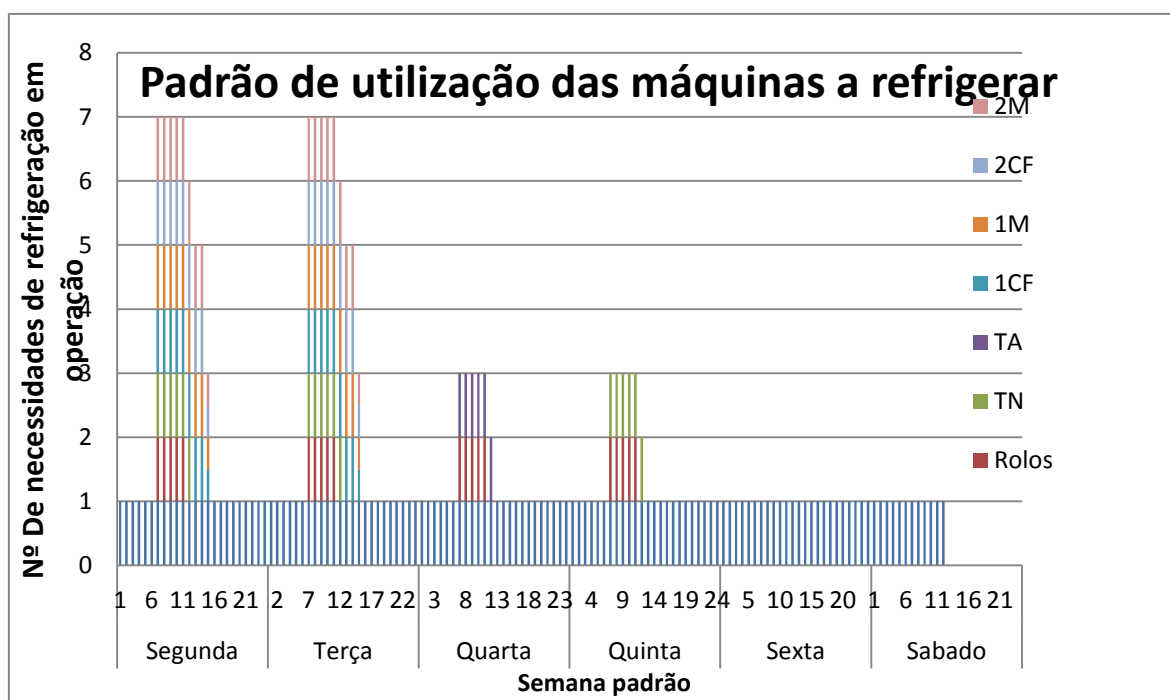


Figura 27 - Padrão de utilização semanal das máquinas a refrigerar

Conhecida a rotina de utilização de cada máquina de cada setor, é possível avaliar a energia mensal libertada por cada máquina.

4.4.1. Injeção de termoplásticos

Na Figura 28, podem ser lidos os valores relativos à energia mensalmente libertada por cada máquina deste setor.

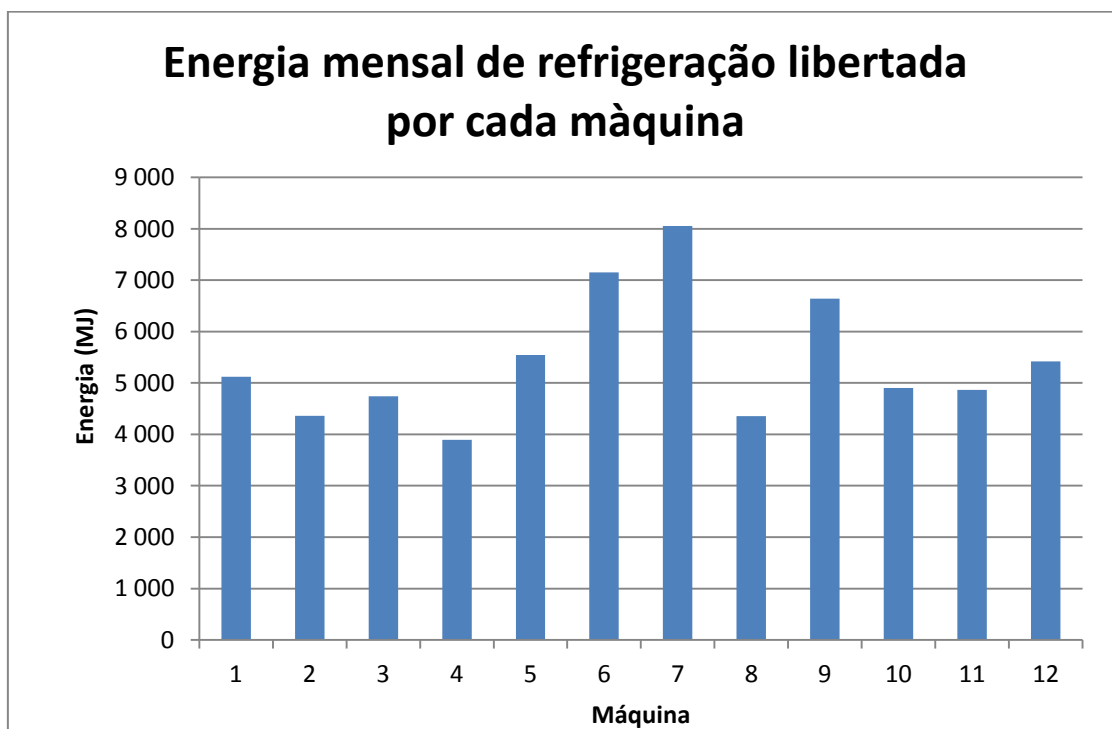


Figura 28 - Energia térmica libertada mensalmente por cada máquina do setor de injeção

Os valores apresentados na Figura 28 podem ser lidos em formato de tabela no ANEXO L.

4.4.2. Vulcanização de borracha

Na Figura 29 podem ser observados, os valores relativos à energia térmica libertada mensalmente pelos equipamentos instalados no setor da borracha.

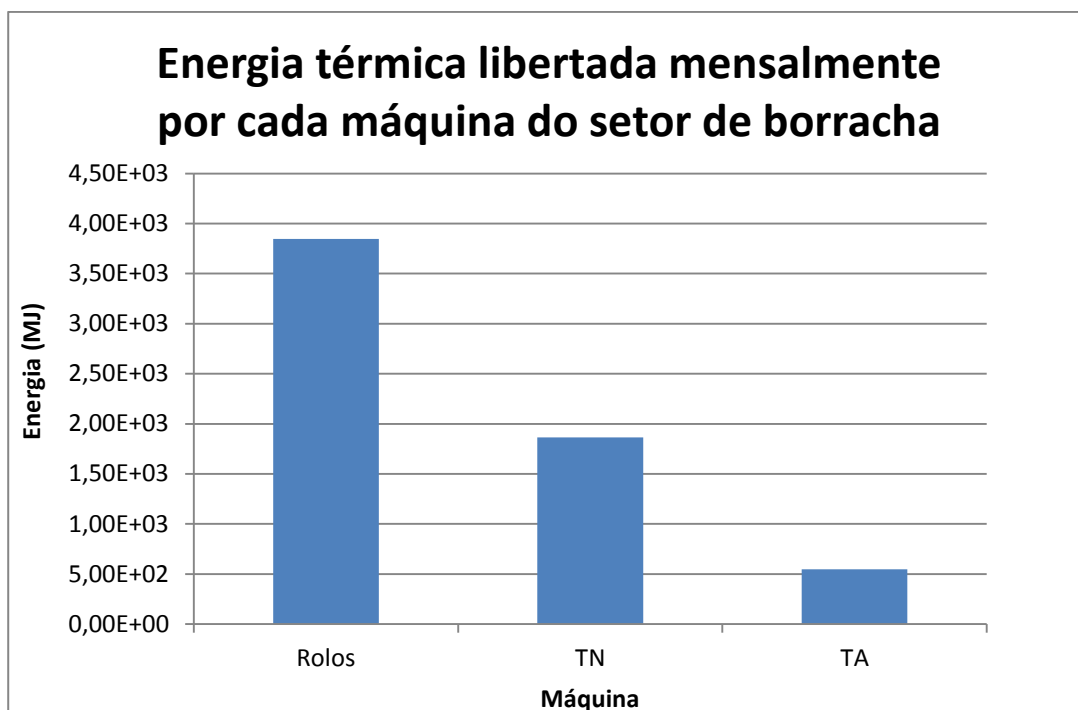


Figura 29 - Energia térmica libertada mensalmente por cada máquina do setor de Borracha

Os valores apresentados na Figura 29 podem ser lidos em forma de tabela no ANEXO L.

4.4.3. Extrusão

Os valores relativos à energia térmica libertada mensalmente por cada máquina do setor da extrusão podem ser lidos na Figura 30.

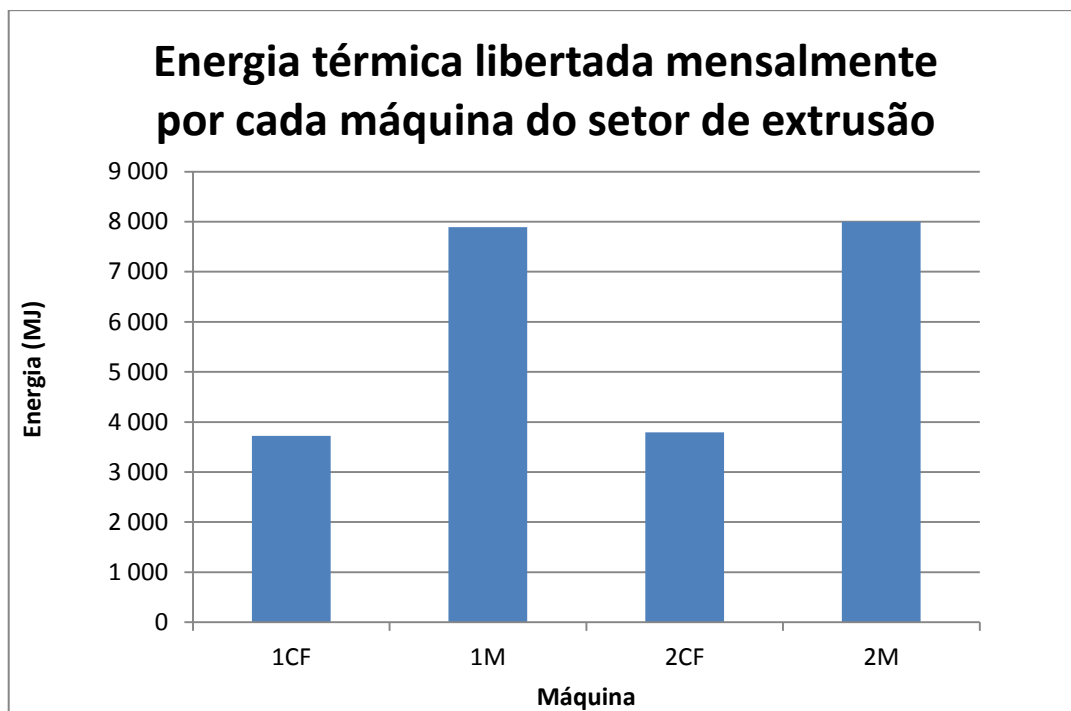


Figura 30 - Energia térmica libertada mensalmente por cada máquina do setor de extrusão

Os valores apresentados na Figura 30 podem ser lidos em forma de tabela no ANEXO L.

4.4.4. Setores

Conhecida a energia térmica libertada mensalmente por cada máquina de cada setor, procede-se a avaliação mensal da energia térmica libertada em cada setor.

Na Figura 31, podem ser lidos os valores da energia térmica libertada mensalmente por cada setor.

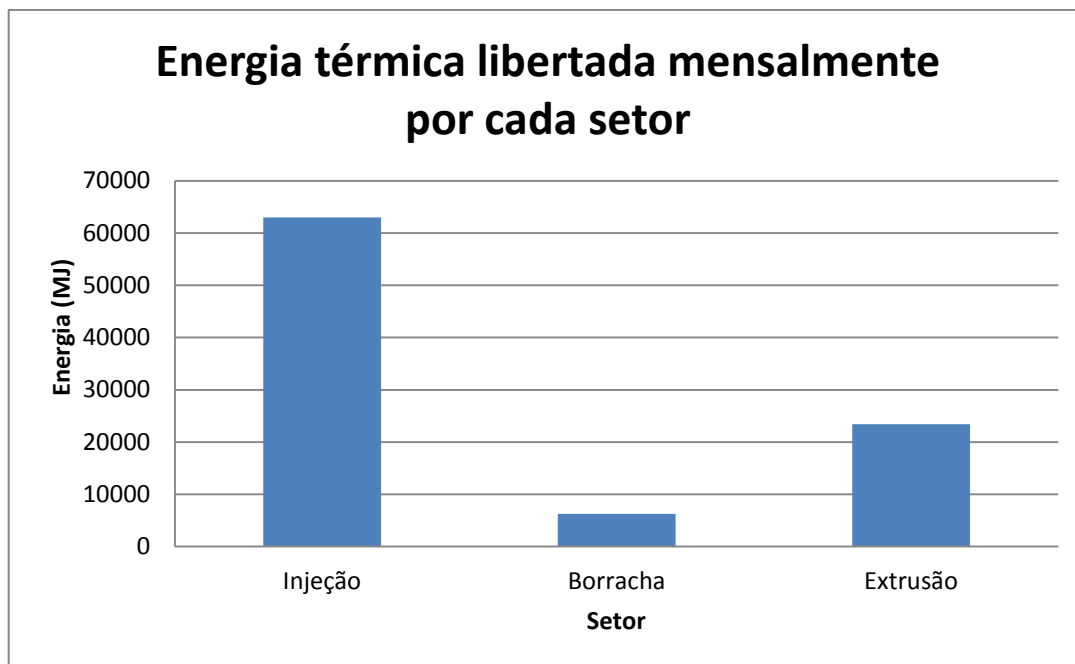


Figura 31 - Energia térmica libertada mensalmente por cada setor.

Embora as máquinas existentes no setor da extrusão sejam mais exigentes do ponto de vista da potência calorífica libertada, estas apresentam um fator de utilização bastante inferior ao das máquinas de injeção de termoplásticos. Assim, o setor da injeção, a nível mensal, revela-se o mais exigente do ponto de vista da energia térmica libertada.

De um modo geral, do ponto de vista mensal, as unidades de refrigeração instaladas na empresa dispõem de potência de refrigeração suficiente para dar resposta à refrigeração necessária para colmatar a energia térmica libertada nos setores da borracha e da injeção. Contudo, por consulta da equipa técnica da empresa, o sistema de refrigeração da Atlanta Steps apresenta debilidades quando todas as máquinas destes setores se encontram em funcionamento simultâneo.

Relativamente ao setor da extrusão, as suas necessidades de arrefecimento justificam uma intervenção urgente, por forma a contornar o atual e não racional consumo de recursos hídricos existente neste setor. Os valores apresentados na Figura 31, podem ser lidos em forma de tabela, no ANEXO M.

Uma vez feito o diagnóstico, e analisados os resultados desse diagnóstico, é objetivo da presente dissertação apresentar propostas de melhoria que eliminem as debilidades do atual sistema de refrigeração da empresa, e que melhorem a sua eficiência energética.

5. Capítulo V

Ações de melhoria

A presente dissertação propõe-se apresentar propostas de melhorias no sistema de refrigeração das máquinas da empresa Atlanta Steps, para que as suas condições de operação sejam melhores que as atuais, as quais foram identificadas e analisadas através do diagnóstico realizado. As melhorias sugeridas visam melhorar a eficiência do sistema de refrigeração para que seja possível, além de melhorar o processo produtivo da empresa, reduzir os custos associados ao funcionamento do sistema de refrigeração.

5.1. Ação de melhoria 1

No setor da injeção o caudal de operação das máquinas 6 e 7 apresenta debilidades comparativamente ao das restantes máquinas. Em parte, o problema detetado deve-se à geometria das picagens de acesso ao fluido de refrigeração. Assim, para solucionar o problema sugere-se que se altere a geometria das picagens, e passem a ser semelhantes às picagens apresentadas na Figura 17, que prevalecem para as restantes máquinas do setor de injeção.

Os custos inerentes à implementação desta melhoria são praticamente nulos, visto que além de a empresa dispor de recursos humanos habilitados à realização do trabalho requerido, não são necessários custos de investimento dignos de registo. Para implementar a melhoria sugerida é necessário que o sistema de refrigeração não se encontre em operação. No entanto, este fator não impede a alteração da geometria das picagens das máquinas 6 e 7, visto que o trabalho pode ser realizado aos sábados depois das 12 horas, altura em que nenhum setor da empresa se encontra em funcionamento.

A alteração da geometria das picagens das máquinas 6 e 7 irá provocar um aumento do caudal de operação e consequente diminuição da temperatura de saída do fluido de refrigeração dessas máquinas. Com a introdução desta medida estima-se que o número de solas não-conformes produzidas das máquinas 6 e 7 tenda a diminuir. Além disso, é expectável que a potência calorífica instantânea libertada pelas referidas máquinas diminua ligeiramente, aproximando-se do padrão verificado nas restantes máquinas do setor.

5.2. Ação de melhoria 2

Na indústria, por vezes existe alguma inércia por parte dos operadores ou pela equipa técnica em realizar ou sugerir a realização da manutenção e limpeza das máquinas. Todavia, este procedimento é essencial para o bom funcionamento dos equipamentos. Como foi identificado em 0, é possível que existam resíduos acumulados no circuito de água das máquinas que estejam a inibir o fluxo do fluido de refrigeração em algumas delas. Assim, para efeitos de melhoria, sugere-

se que sejam introduzidas políticas de manutenção e de limpeza dos postos de trabalho e da maquinaria utilizada, incluindo a limpeza do circuito de refrigeração das máquinas.

5.2.1. Limpeza

Para alcançar postos de trabalho mais limpos, organizados e agradáveis, sugere-se que cada operário, após finalizar o seu turno, mantenha o posto de trabalho limpo e organizado. Esta medida, após ser implementada, permite diminuir a probabilidade de ocorrência de acidentes de trabalho, aumentar a motivação e o desempenho dos trabalhadores e, consequentemente, aumentar a produtividade da empresa. Além disso, a limpeza do equipamento utilizado diminui a probabilidade de avarias, aumenta o tempo de vida útil das máquinas e, consequentemente, diminui as despesas referentes à sua manutenção e reparação.

5.2.2. Manutenção

Atualmente, a manutenção das máquinas é realizada periodicamente. Contudo, existem componentes da maquinaria, tais como os circuitos de refrigeração, que não são analisados nem verificados. Assim, do ponto de vista do sistema de arrefecimento, é aconselhável que sejam limpos ou substituídos periodicamente os filtros responsáveis pela retenção de partículas existentes no circuito da água de refrigeração. A implementação deste procedimento, além de aumentar o tempo de vida dos equipamentos e diminuir a probabilidade de avarias, promove a otimização do desempenho global das máquinas. Do ponto de vista térmico, a remoção das partículas e resíduos, responsáveis pela obstrução do fluxo do fluido de refrigeração, permite aumentar o caudal de operação e, consequentemente, diminuir a diferença de temperatura existente entre a entrada e a saída de água de refrigeração. Com a diminuição da diferença de temperatura é possível melhorar o processo produtivo, aumentando também a qualidade dos produtos obtidos e diminuir o número de rejeitados. É de salientar que a qualidade das peças obtidas por injeção depende não só do correto arrefecimento da máquina, mas também do nível térmico a que ficam sujeitas as peças quando estão a ser processadas no interior da máquina de injeção.

As ações de melhoria apresentadas levam a despesas adicionais para a empresa, relativas à manutenção das máquinas. Contudo, a representatividade do aumento das despesas de manutenção no orçamento da empresa é pouco significativo. Além disso, esse ligeiro aumento das despesas é mais que compensado pela diminuição de produtos com defeito, pelo aumento da produtividade da empresa, e pela melhoria da qualidade dos produtos.

5.3. Ação de melhoria 3

Como pode ser constatado pela Figura 18, em dias típicos de verão a temperatura de entrada do fluido de refrigeração tende a aumentar cerca de 1°C quando flui ao longo da conduta que o leva às máquinas de injeção, desde a máquina 12 (máquina mais próxima do *chiller*) até à máquina 1 (máquina mais afastada do *chiller*). O referido aquecimento ocorre porque a tubagem do sistema de refrigeração no setor da injeção é maioritariamente em cobre, e de comprimento considerável. Sendo o cobre um excelente condutor térmico, para temperaturas ambiente elevadas existe uma transferência de calor considerável do ambiente para a água do sistema de refrigeração que flui nessa conduta. Para sugerir ações de melhoria que colmatem o problema detetado é necessário quantificar o calor transferido do ambiente para a água do sistema de refrigeração.

5.3.1. Calor transferido do ambiente para o fluido de refrigeração

Como pode ser constatado na Figura 32, o sistema de refrigeração possui 2 tubos de cobre principais, um responsável pelo abastecimento de água às máquinas e outro responsável pelo retorno da água de refrigeração. No tubo responsável pelo retorno da água, o calor transferido do ambiente para o sistema de refrigeração é um pouco menor, pelo facto de a diferença de temperatura entre a água de saída e o ambiente ser ligeiramente menos acentuada. Além disso, não é possível quantificar o calor transferido visto que a temperatura de saída das máquinas difere de equipamento para equipamento. Assim, apenas é possível quantificar o calor transferido para o sistema de refrigeração no tubo de abastecimento de água a cada uma das máquinas.

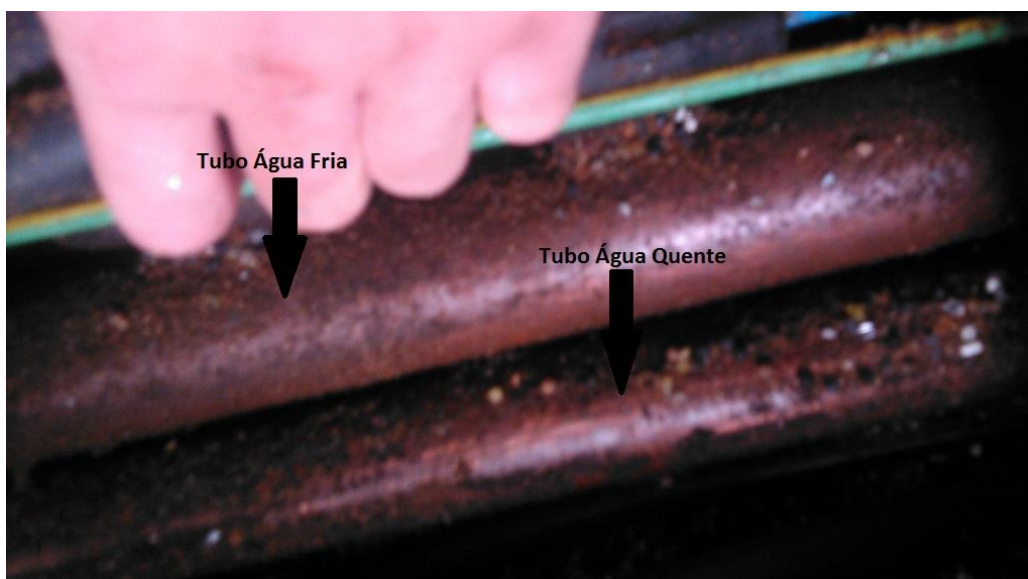


Figura 32 - Conduitas de água principais

Contudo é possível verificar pela Figura 33 que o caudal do tubo de abastecimento de água diminui desde a máquina 12 (mais próxima do *chiller*) até à máquina 1 (mais afastada do *chiller*).

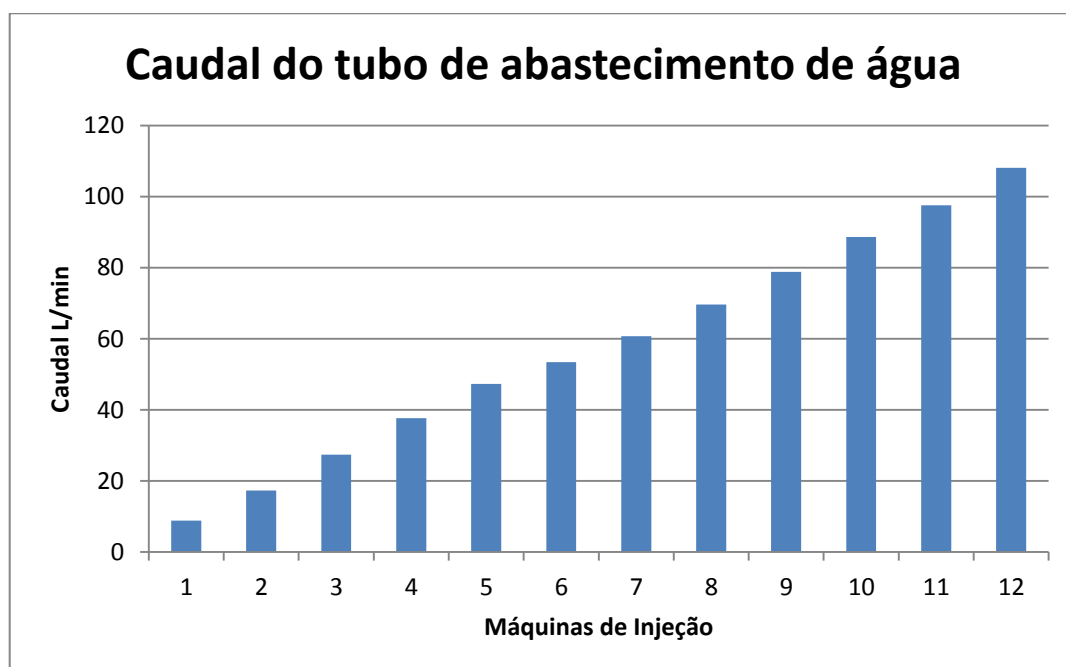


Figura 33 - Caudal do tubo de abastecimento de água

Assim, o calor transferido do ambiente para o tubo de abastecimento de água deve ser calculado como o somatório do calor transferido do ambiente para o tubo de abastecimento de água entre cada picagem. Para efeitos de cálculo, a diferença de temperatura entre duas picagens é obtida utilizando a temperatura de entrada da água em cada máquina, e o calor transferido do ambiente para o tubo de abastecimento de água é calculado como

$$\dot{Q}_t = \sum_{i=1}^{12} \dot{m}_{i,i+1} * Cp * (T_{i+1} - T_i) = 3225.75 \text{ W} \quad \text{Eq.(21)}$$

onde,

- \dot{Q}_t Potência calorífica transferida do ambiente para o tubo de abastecimento de água
- $\dot{m}_{i,i+1}$ Caudal mássico de água entre duas picagens
- Cp Calor específico da água
- T_{i+1} Temperatura da água na picagem i+1
- T_i Temperatura da água na picagem i

5.3.2. Medida proposta

Para reduzir o calor transferido do ambiente para o sistema de refrigeração através da superfície exposta dos tubos de cobre é aconselhável que seja aplicado isolamento térmico nos tubos. Com a implementação desta medida é possível diminuir a potência calorífica a ser extraída pelo *chiller* e, conseqüentemente, melhorar o processo de refrigeração do setor da injeção. A aplicação de isolamento térmico nos tubos de cobre permite ainda diminuir os custos associados ao consumo de eletricidade utilizada para manter o *chiller* em funcionamento.

A aplicação de isolamento térmico leva a despesas de investimento. No entanto, o retorno das referidas despesas pode ser obtido rapidamente com a redução do consumo de eletricidade do “*chiller* I”.

Por consulta da equipa técnica da Atlanta Steps, o comprimento total do circuito de refrigeração do setor da injeção é de aproximadamente 80 metros. Aplicando um coeficiente de segurança de 1.25 são necessários aproximadamente 100 metros de isolamento térmico tubular para reduzir o calor transferido do ambiente para o sistema de refrigeração. Consultando catálogos de isolamento térmico tubular obteve-se que o seu custo é de 2.84€/metro (15). Sabendo que são necessários 100 metros de isolamento, o custo do isolamento térmico para aplicar nos tubos de cobre é de aproximadamente 284€. Visto que na empresa existem recursos

humanos qualificados para proceder à aplicação do isolamento térmico nas tubagens, esta etapa não acarreta despesas. Assim, o custo de investimento para aplicar o isolamento térmico nos tubos de cobre reduz-se ao custo do isolamento. O catálogo de onde foi retirado o custo do isolamento térmico tubular se encontra no ANEXO N.

A implementação da ação de melhoria sugerida permite que a potência calorífica a ser retirada pelo “*chiller* I”, seja atenuada em 3.226 kW. Por consulta do ANEXO H verifica-se que o equipamento dispõe de uma capacidade de refrigeração de 64 kW, necessitando para tal de 20.5 kW de potência elétrica. Assim, por proporcionalidade direta conclui-se que para uma redução de 6.647 kW de potência calorífica o *chiller* necessita de menos 1.03 kW de potência elétrica. Sabendo que o preço da energia elétrica praticado na empresa é de aproximadamente 0.09€/kWh (16), são necessários 0.093€ /hora para retirar calor transferido do ambiente para o sistema de refrigeração. Visto que o setor da injeção opera 24h/dia, o retorno do investimento em isolante térmico ocorre ao fim de aproximadamente 128 dias típicos de verão.

Verifica-se assim que a ação de melhoria sugerida é considerada viável do ponto de vista económico. Além disso, a diminuição da sobrecarga de potência calorífica que é introduzida no *chiller* permite aumentar a eficiência do sistema de refrigeração. Este facto tem repercussões diretas na qualidade dos produtos obtidos nas máquinas de injeção de termoplásticos.

5.4. Ação de melhoria 4

Como referido em 2.2, atualmente a refrigeração do setor da extrusão é feita recorrendo à água da rede pública como fonte fria, sendo que após refrigerar o setor a água é encaminhada para a rede de esgotos, o que corresponde a um grande e irracional desperdício de água. Esta situação é inconcebível, visto que para a utilização atual das extrusoras são desperdiçados no setor perto de 226 mil litros de água por mês. Além disso, devido a este facto o setor encontra-se impossibilitado de alargar o seu horário de funcionamento, sob pena de aumentar ainda mais o consumo de água.

A empresa possui atualmente um *chiller* (“*chiller* E”), com potência de refrigeração de 252 kW. O referido *chiller* é constituído por seis compressores que podem operar de forma independente, permitindo assim que o *chiller* opere, com maior eficiência, de forma graduada. Assim, o *chiller* pode ser utilizado a 17%, 33%, 50%, 67%, 83% ou 100% da sua capacidade (14). Este fator permite racionar a utilização do *chiller*, por forma a diminuir custos energéticos, sem afetar a sua eficiência. Salienta-se que para operar a 100% das suas capacidades o *chiller* necessita de 80.1kW de potência elétrica.

Visto que o setor da extrusão em funcionamento liberta aproximadamente 80 kW de potência calorífica, o “*chiller E*” apresenta potência calorífica suficiente para refrigerar o setor, funcionando apenas a cerca de 30 % da sua capacidade máxima de refrigeração. Assim, para refrigerar o setor da extrusão a solução passará por proceder à instalação do *chiller* disponível, ligando-o aos permutadores de calor responsáveis pela refrigeração dos equipamentos do setor.

Como foi possível averiguar no Capítulo IV, a refrigeração dos setores da injeção e da borracha, para dias típicos de verão, ocorre de forma ineficiente. Tal acontece porque, a par de outros motivos referenciados, a potência de refrigeração instalada atualmente é incapaz de responder de forma eficaz à potência calorífica libertada pelas máquinas. Visto que para refrigerar o setor da extrusão o “*chiller E*” apenas utiliza 30% da sua capacidade, existe interesse em estudar a possibilidade de utilizar o “*chiller E*” para refrigerar os três setores da empresa.

5.4.1. Utilização do “*chiller E*”

Para avaliar a viabilidade de utilizar o “*chiller E*” para refrigerar os três setores da empresa, calculou-se qual a percentagem de utilização do *chiller*, por parte de cada setor, quer a nível de potência instantânea, quer a nível de energia calorífica mensal libertada.

Potência instantânea

A maior potência calorífica libertada para o sistema de refrigeração ocorre quando os três setores se encontram a operar em simultâneo, isto é, quando todas as máquinas da empresa que necessitam de refrigeração se encontram ativas. Assim, para avaliar a possibilidade de utilizar o “*chiller E*” na refrigeração dos três setores é necessário entender o que acontece nos períodos em que a potência calorífica libertada pelas máquinas apresenta valores máximos. Na Figura 34, podem ser lidas as percentagens de utilização do “*chiller E*” por parte de cada setor.

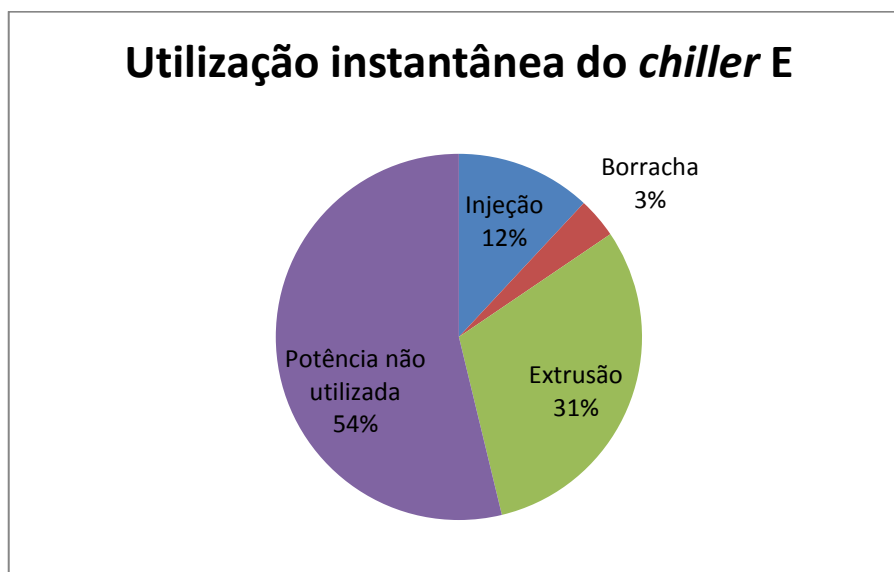


Figura 34 - Utilização instantânea do *chiller* E

Pela análise da figura, conclui-se que em dias típicos de verão, o “*chiller* E” é capaz de refrigerar todas as máquinas da empresa a operar em simultâneo, funcionando apenas a 46% da sua capacidade. Como é expectável, o setor da extrusão é o que necessita de mais potência de refrigeração por parte do *chiller*. Salienta-se que para refrigerar todos os setores da empresa o *chiller* utiliza apenas três dos seis compressores de que dispõe, ou seja, 50% da sua capacidade. No entanto, quando o setor da extrusão está inativo, o *chiller* apenas necessita de utilizar um compressor para refrigerar os setores da injeção e da borracha, ou seja, apenas necessita de funcionar a 17% da sua capacidade. Isto significa que para refrigerar os setores da injeção e da borracha em dias típicos de verão utilizando o “*chiller* E” apenas são necessários 13.6kW de potência elétrica. Visto que atualmente, só para refrigerar o setor da injeção, são necessários 20.5kW de potência elétrica, é de todo viável passar a utilizar apenas o “*chiller* E” para refrigerar os três setores da empresa.

Energia de refrigeração libertada mensalmente

Como abordado anteriormente, os setores da empresa têm horários de funcionamento distintos, e é necessário quantificar a percentagem de utilização mensal do *chiller* por parte de cada setor (Figura 35).

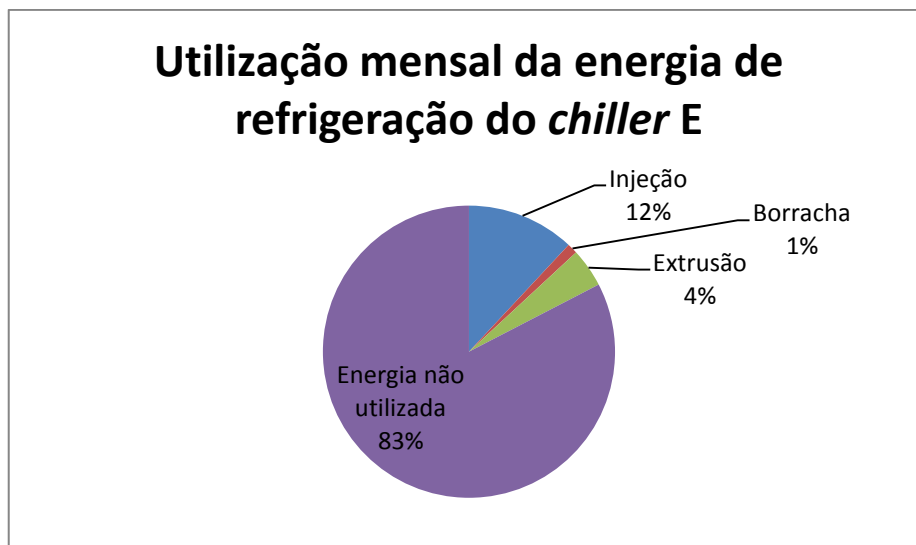


Figura 35 - Utilização mensal da energia de refrigeração do *chiller* E

Embora apresente a potência calorífica mais elevada, o setor da extrusão, a nível mensal, apenas utiliza 4% de toda a energia de refrigeração disponibilizada pelo “*chiller* E” durante o seu horário de funcionamento previsto. Assim, o setor da injeção, pelo facto de operar 24h/dia, identifica-se como o maior utilizador mensal do *chiller*.

De modo geral, a utilização do “*chiller* E” para refrigerar todos os setores da empresa é uma medida que se revela incontestável. Como foi possível averiguar, o “*chiller* E” é capaz de refrigerar os setores da injeção e da borracha, utilizando apenas 17% da sua capacidade, ou seja, necessitando apenas de 13.6kW de potência elétrica. Além disso, a instalação do *chiller* para refrigerar o setor da extrusão é uma medida que deve ser considerada e tomada com urgência, para anular o grande e irracional consumo de água existente.

5.4.2. Proposta de instalação do *chiller*

Concluindo-se que a ação de melhoria mais viável e mais pertinente para a empresa é utilizar o “*chiller* E” para refrigerar todas as máquinas, apresenta-se nesta dissertação uma proposta da forma como deve ser abordada a instalação do equipamento. O esquema da instalação pode ser visualizado na Figura 36 e no ANEXO O.

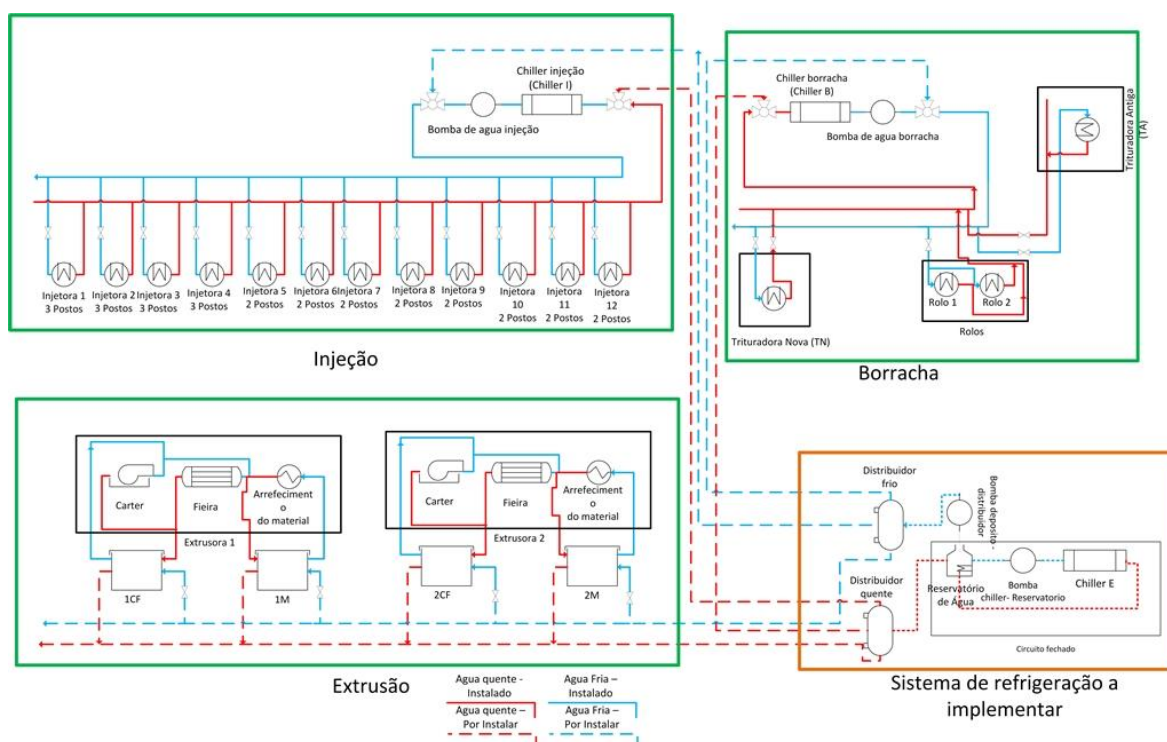


Figura 36 - Esquema representativo do sistema de refrigeração com proposta de instalação do “chiller E”

Relativamente ao sistema de refrigeração a implementar, esse é composto pelo “chiller E”, uma bomba de caudal variável capaz de debitar até 12.2 L/s e um reservatório de água com capacidade para 5000L. Assim, o *chiller* tem como função remover potência calorífica da água armazenada no reservatório, por forma a manter a sua temperatura constante. O reservatório de água funciona como permutador de calor dos três setores da empresa. Visto que os setores da empresa têm necessidades de caudal distintas e a temperatura de saída do fluido de refrigeração varia de setor para setor, a introdução do reservatório de água foi a solução encontrada para poder conciliar a refrigeração dos três setores utilizando o mesmo equipamento de refrigeração. Salienta-se que o débito de caudal selecionado para a bomba responsável pela circulação de água entre o *chiller* e o reservatório visou cumprir as especificações técnicas do “chiller E” (17), presentes no ANEXO J.

Para abastecer cada setor, a água é direcionada do reservatório para um distribuidor de caudal. Esse distribuidor é composto por três válvulas reguladoras de caudal, que permitem ajustar o caudal debitado para cada setor. Para o transporte de água do reservatório para o distribuidor e posterior abastecimento de cada setor é utilizada uma bomba de caudal variável, semelhante à instalada para garantir a circulação de água entre o *chiller* e o reservatório.

Do distribuidor saem três linhas de água, uma para cada setor. As linhas de água que fornecem os setores da borracha e da injeção, são ligadas às linhas de água fria de cada setor, por intermédio de válvulas de 2 entradas e uma saída. Relativamente à linha de água que faz a refrigeração do setor da extrusão, esta abastece cada permutador de calor através de picagens controladas por válvulas reguladoras de caudal.

Para fazer o retorno da água ao reservatório, as três linhas de água quente ligam-se num coletor, que posteriormente conduz o fluido de refrigeração para o reservatório. Nos setores da injeção e da borracha, as linhas de água quente a ser instalada acoplam às linhas já existentes por intermedio de válvulas de 3 vias (2 entradas e uma saída). No setor da extrusão, a linha de água quente recebe água de cada um dos permutadores de calor existentes no setor, através de picagens.

Este sistema permite que o setor da extrusão seja refrigerado em circuito fechado, eliminando assim os desperdícios de água atualmente existentes. Quanto aos setores da borracha e da injeção, o sistema de refrigeração projetado permite que estes sejam refrigerados, quer pelo “chiller E” quer pelos “chillers” previamente instalados. Embora, do ponto de vista energético, seja aconselhável utilizar o “chiller E” para refrigerar todos os setores, este sistema permite que, em caso de avaria de algum equipamento, os setores tenham disponíveis soluções de refrigeração alternativas para que continuem em funcionamento.

Do ponto de vista dos custos, os equipamentos mais dispendiosos do sistema são as bombas de caudal variável. Por consulta de catálogos conclui-se que as duas bombas em conjunto custarão cerca de 2000€. A tabela da bomba selecionada pode ser consultada no ANEXO P. Para proceder à instalação das linhas de água, com todo o material incluído, estima-se, com margem de segurança, que 800€ serão suficientes. Este valor foi estimado em conjunto com a equipa técnica da empresa. De salientar que a empresa já dispõe de um reservatório de água com características semelhantes às requeridas, pelo que este equipamento não representa, assim, despesas adicionais à implementação da solução proposta.

O setor da extrusão atualmente, opera 8,5h por dia, dois dias por semana, gastando mais de 2500L/h de água quando se encontra em atividade. Sabendo que o preço da água praticado na empresa é de 2.4€/m³ (18), conclui-se que, considerando apenas a eliminação das despesas do setor da extrusão em água da rede pública, o investimento na instalação do sistema de refrigeração terá retorno financeiro ao fim de 55 dias uteis. Caso se considere, para efeitos de cálculo, o benefício em consumo de energia elétrica nos setores de injeção e de borracha que a implementação do novo sistema de refrigeração traz, o período de retorno do investimento é ainda mais curto. No entanto, tal não é possível visto não existir informação relativa à ficha técnica do “chiller B”, e não ser assim possível avaliar os seus consumos de energia elétrica.

6. Capítulo V

Considerações finais

6.1. Conclusão

A presente dissertação tem como objetivo o diagnóstico e apresentação de propostas de melhoria da eficiência do sistema de refrigeração das máquinas da empresa Atlanta Steps.

Com a realização de um diagnóstico energético ao sistema de refrigeração pôde apurar-se que este se encontra a operar de forma ineficiente, sobretudo em dias típicos de verão. Além disso, cada setor da empresa apresenta características e debilidades distintas.

No setor da injeção pode constatar-se que o valor nominal da potência de refrigeração instalada para refrigerar o setor se encontra acima da potência calorífica libertada pelas máquinas. Contudo, em dias típicos de verão, cuja temperatura ambiente é normalmente superior a 30 °C, o *chiller* instalado para refrigerar o setor revela-se ineficiente. Tal acontece porque os valores nominais do equipamento referem-se a uma temperatura ambiente de 25° C. Além disso, a tubagem de cobre onde circula a água entre o *chiller* e as máquinas do setor proporciona uma elevada taxa de transferência de calor do meio ambiente para o fluido de refrigeração. Consta-se ainda que a geometria das tubagens do sistema proporciona uma perda de carga e de caudal de operação de duas das injetoras existentes, o que origina um aumento da diferença de temperatura entre a entrada e a saída do fluido de refrigeração das referidas máquinas. De modo geral, constata-se que o setor liberta uma potência calorífica de aproximadamente 30kW, com uma diferença de temperatura de sensivelmente 4 °C.

Comparativamente com a injeção, o setor da borracha apresenta debilidades na refrigeração dos seus órgãos mecânicos. Atualmente não existe informação técnica relativa ao *chiller* dedicado à refrigeração deste setor, pelo que só se pôde apurar a potência nominal de refrigeração. Apesar da potência de refrigeração ser ligeiramente superior à potência calorífica libertada pelo setor, a eficiência do *chiller* é severamente afetada pela temperatura ambiente. Pelo diagnóstico realizado, concluiu-se que a potência calorífica libertada pelo setor da borracha é de aproximadamente 9 kW, com uma diferença de temperatura da água de refrigeração próxima dos 2 °C.

Sendo recente na empresa, o setor da extrusão não possui ainda uma unidade de refrigeração dedicada a colmatar as suas necessidades de arrefecimento, sendo atualmente a refrigeração do setor feita recorrendo a água da rede pública que é posteriormente, e de forma contínua, encaminhado para o esgoto. Deste setor salienta-se a diferença de temperaturas observada: nos permutadores de calor dedicados ao arrefecimento do material extrudido a diferença de temperatura observada, é de aproximadamente 20 °C, e quanto aos permutadores dedicados à refrigeração do cárter e da fieira de cada máquina a diferença entre a temperatura de entrada e de saída do fluido de refrigeração pode ser superior a 40 °C. No geral, a potência calorífica libertada pelo setor é de quase 80 kW.

Pela análise do diagnóstico efetuado, identificaram-se quatro ações de melhoria que podem melhorar o desempenho do sistema de refrigeração: alteração da geometria das picagens no setor da injeção, manutenção e limpeza dos equipamentos, incluindo a limpeza do sistema de refrigeração das máquinas, aplicação de isolamento térmico nos tubos de cobre, e proposta de instalação de um *chiller* capaz de refrigerar toda a instalação fabril.

De um modo geral, as ações de melhoria propostas e fundamentadas são capazes de melhorar a eficiência do sistema de refrigeração e reduzir os consumos de energia elétrica da empresa. Além disso, as soluções propostas viabilizam a diminuição abrupta do consumo de água da empresa, recurso natural essencial para a existência de vida na Terra. Com a melhoria do processo de refrigeração dos órgãos mecânicos dos diferentes setores é possível aumentar a produtividade e a qualidade dos produtos da empresa, melhorando assim também os seus níveis de competitividade.

6.2. Trabalhos Futuros

Ao longo da elaboração da presente dissertação surgiram diversas ideias para trabalhos posteriores, de entre os quais se destacam os seguintes.

6.2.1. Estudo do comportamento do sistema de refrigeração para diferentes alturas do ano.

Na presente dissertação foi possível diagnosticar, para dias típicos de verão, as condições de operação do sistema de refrigeração das máquinas. No entanto, desconhece-se a influência da temperatura ambiente no sistema de refrigeração para dias típicos de inverno ou para dias amenos. Assim, será interessante estudar o comportamento do sistema de refrigeração das máquinas quando a temperatura ambiente é inferior à temperatura do fluido de refrigeração.

6.2.2. Gestão dos horários de utilização de equipamentos elétricos por forma a serem utilizados em horas em que o consumo de eletricidade é mais barato

Como é de conhecimento geral, a EDP proporciona aos seus clientes diferentes tarifários energéticos, que variam não só com a potência contratada mas também com a hora do dia em que ocorre o consumo de energia. Como tal, existe o interesse por parte do consumidor em ajustar a sua utilização de energia aos tarifários energéticos disponíveis. Neste prisma, seria vantajoso repensar os horários laborais da Atlanta Steps, por forma a adaptar o consumo energético da empresa às tarifas mais vantajosas disponibilizadas pela EDP.

6.2.3. Avaliação da eficiência dos permutadores de calor dedicados à refrigeração do setor da extrusão da empresa Atlanta Steps.

Como referido anteriormente, a extrusão é a atividade mais recente da empresa. Assim, existem elementos deste setor que operam de forma provisória ou/e ineficiente, de entre os quais se destacam os permutadores de calor. Como pode ser constatado no ANEXO A, os permutadores de calor existentes neste setor surgiram como uma solução provisória, não baseada num estudo mais elaborado, pensada para dar resposta às necessidades de refrigeração das extrusoras a curto prazo. Neste prisma, é necessário avaliar a sua eficiência energética, identificar os pontos de maior ineficiência e apresentar ações de melhoria.

6.2.4. Avaliar a viabilidade da utilização do calor proveniente das máquinas para auxiliar a climatização das zonas úteis da Atlanta Steps.

No setor da injeção, para que o seu processo produtivo ocorra de forma eficiente, a temperatura do fluido de refrigeração à saída das máquinas não deve ser inferior a 10 °C nem superior a 18 °C. Nos setores da borracha e da extrusão, esta diferença de temperatura tende a ser superior. Sabendo que em dias típicos de inverno a temperatura ambiente tende a ser inferior à temperatura de operação do fluido de refrigeração, poderá ser duplamente vantajoso utilizar o calor proveniente das máquinas para auxiliar a climatização de zonas úteis da empresa, ocupadas por pessoas ou por materiais. A implementação de uma medida deste género pode diminuir os custos da empresa associados à climatização das suas zonas úteis. Por outro lado, é possível diminuir ou mesmo eliminar os custos suportados pela empresa para alimentar os *chillers*, e assim refrigerar as suas máquinas.

7. Bibliografia

1. Carvalho M. Publico. [Online].: Publico; 2013 [cited 2014 Setembro 15]. Available from: <http://www.publico.pt/tema-de-capas/jornal/a-historia-de-uma-industria-condenada-que-se-tornou-um-modelo-para-portugal-27262596>.
2. APICCAPS. www.apiccaps.pt. [Online].; 2010 [cited 2014 Setembro 13]. Available from: http://www.apiccaps.pt/c/document_library/get_file?uuid=45a7b7c6-abad-46f2-9c21-114764c226a2&groupId=10136.
3. Atlanta Steps. www.atlantasteps.com. [Online]. [cited 2014 Fevereiro 02]. Available from: <http://www.atlantasteps.com/info.asp?op=MA==&idp=MQ==>.
4. Incropera FP, De Witt DP. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. Quinta Edição ed. Rio de Janeiro: LTC; 1992.
5. Cassiolato C. www.smart.com. [Online].; 2013 [cited 2014 Março 5]. Available from: <http://www.smar.com/newsletter/marketing/index40.html>.
6. Mario. www.investigacion.frc.utn.edu.ar. [Online]. [cited 2014 Janeiro 18]. Available from: http://www.investigacion.frc.utn.edu.ar/sensores/Caudal/Principios/Caudal_Sensores.pdf.
7. Anacleto AMdC. Temperatura e a sua medição: Faculdade de Ciências da Universidade do Porto; 2007.
8. PCEq. www.industrial-needs.com. [Online].; 2012 [cited 2014 Janeiro 11]. Available from: <http://www.industrial-needs.com/technical-data/ultrasonic-flow-meter-pce-tds-100h.htm>.
9. Henriques JD, Palma JCPd, Ribeiro ÁS. pt.scribd.com. [Online].; 2007 [cited 2014 Março 28]. Available from: <http://pt.scribd.com/doc/12758113/Medicao-de-Caudal>.
10. PCE. www.pce-medidores.com.pt. [Online].; 2012 [cited 2014 Fevereiro 16]. Available from: <http://www.pce-medidores.com.pt/fichas-dados/termometro-pce-t317.htm>.
11. PCEi. www.pce-medidores.com.pt. [Online].; 2012 [cited 2014 Fevereiro 16]. Available from: <http://www.pce-medidores.com.pt/fichas-dados/medidor-laser-temperatura-pce-889.htm>.
12. Preston-Thomas H. The International Temperature Scale of 1990 (ITS-90). In General Conference of Weights and Measures of 1987; 1987; Division of Physics, Research Council of

- Canada, Ottawa, K1A 0S1 Canada. p. 3-10.
13. Gravena DA, Carollo LFdS, Silva SM. CARACTERIZAÇÃO TÉRMICA DE POLÍMEROS USANDO O MÉTODO. In VI congresso Nacional de Engenharia Mecânica; 2010; Campina Grande - Paraíba - Brazil.
14. CLINT. bgr.bg. [Online].; 2012 [cited 2013 Novembro 25]. Available from: <http://bgr.bg/en/clint/item/399-cha/k-726-p-36012-p>.
15. LUXMAGNA. www.luxmagna.pt. [Online].; 2013 [cited 2014 Setembro 3]. Available from: http://www.luxmagna.pt/pdfs/LM_isolamentos.pdf.
16. ERSE. www.erse.pt. [Online].; 2014 [cited 2014 Setembro 5]. Available from: http://www.erse.pt/pt/Simuladores/Documents/Pre%C3%A7osRef_BTN.pdf.
17. FLUIDRA. www.poolaria.com.mx. [Online].; 2013 [cited 2014 Setembro 6]. Available from: <http://www.poolaria.com.mx/pdf/catalogos-astralpool/Catalogo-Bombas-Fluidra.pdf>.
18. Felgueiras CMd. www.cm-felgueiras.pt. [Online].; 2014 [cited 2014 Setembro 9]. Available from: <http://www.cm-felgueiras.pt/download/pt/ficheiros/tarifario-de-agua-2014.pdf>.

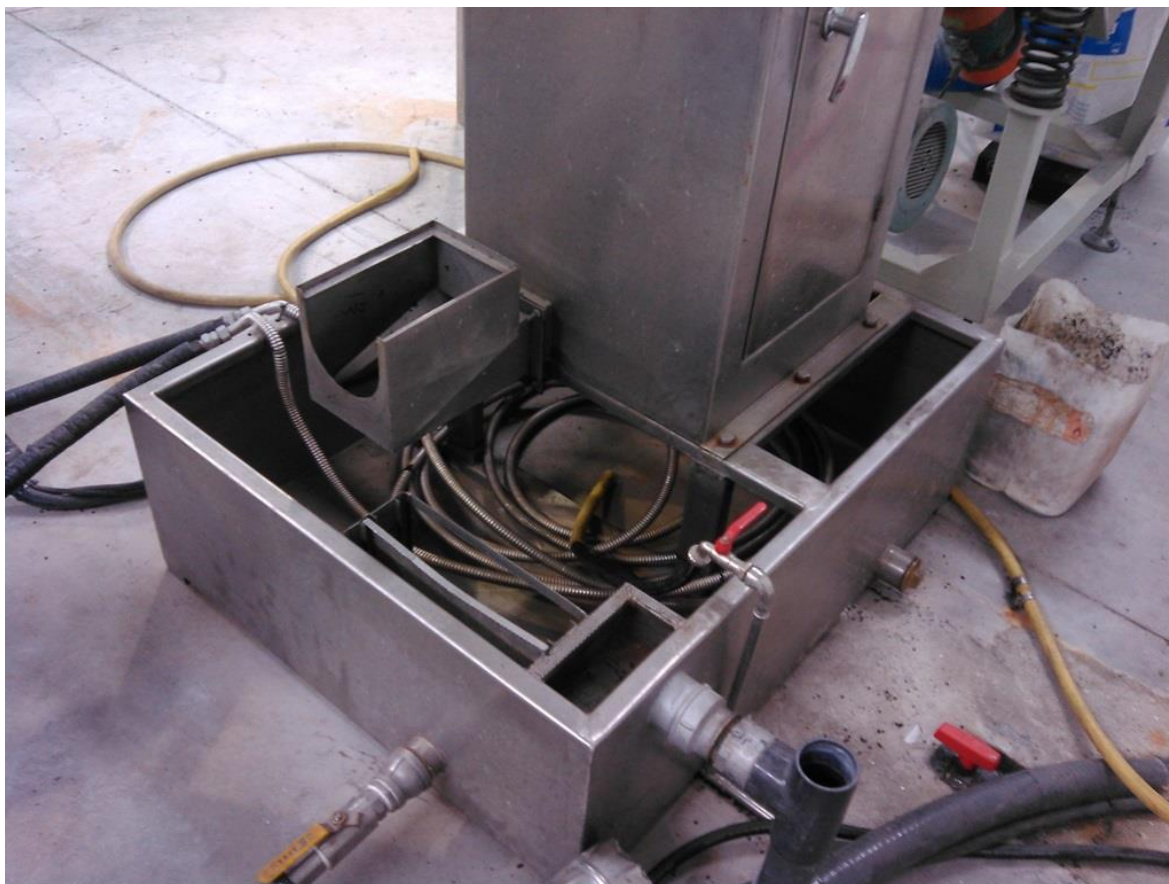
Anexos

ANEXO A – Permutadores de calor do setor da extrusão

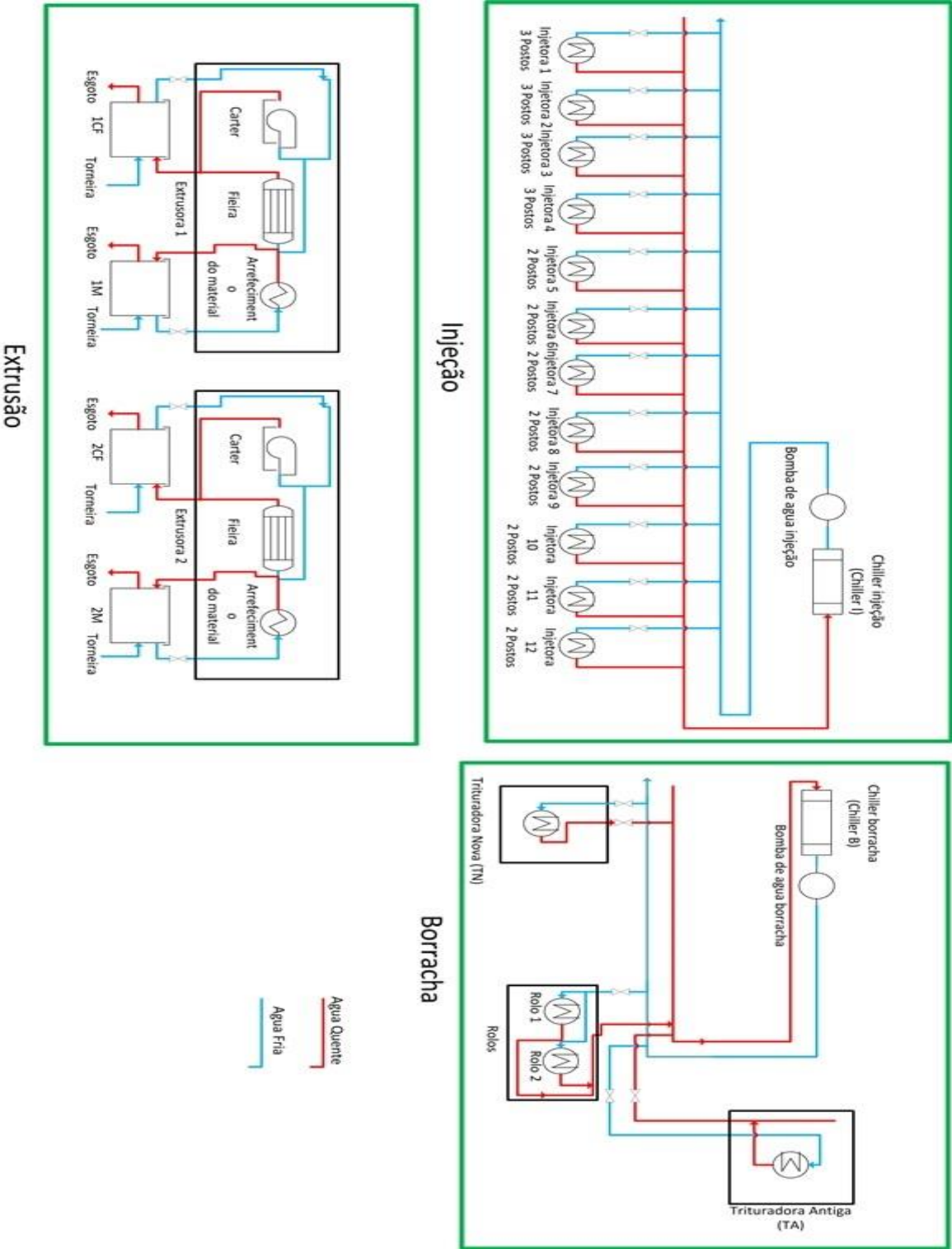
1 – Permutador de calor dedicado ao arrefecimento do cárter e da fieira



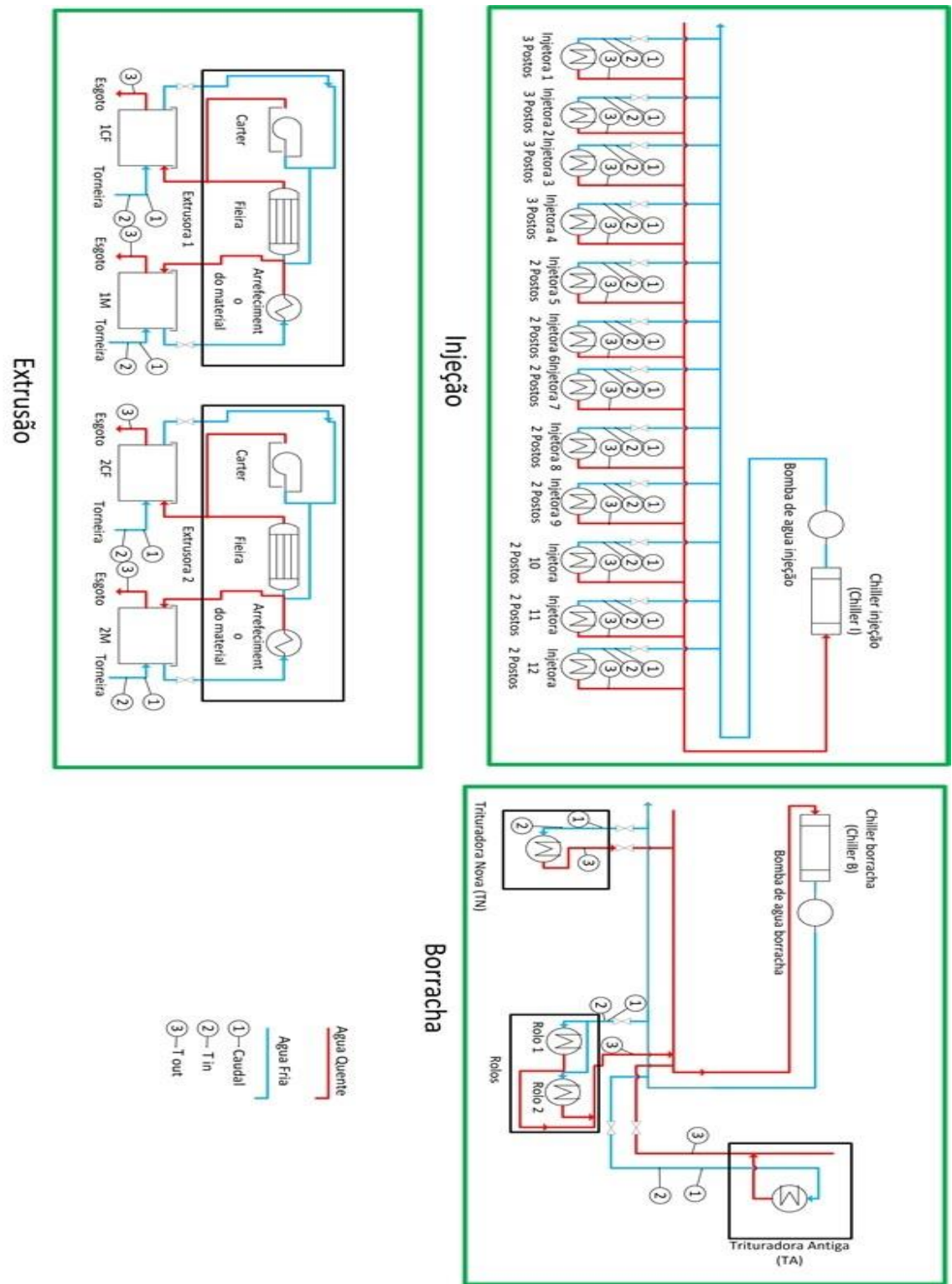
2 – Permutador de calor dedicado ao arrefecimento do material extrudido



ANEXO B – Esquema representativo do sistema de refrigeração da Atlanta Steps



ANEXO C – Esquema representativo do sistema de refrigeração da Atlanta Steps com os pontos de medição



ANEXO D – Especificações técnicas do termómetro de resistência

Especificações técnicas

Intervalo de medição	-190 ...+790 °C (segundo o sensor conectado)
Resolução	0,1 °C
Precisão	$\pm 0,05$ % do valor de medição + 0,5 °C (mais o desvio do sensor)
Entradas (para sensores de temperatura)	1
Quota de medição	cada 1,5 s
Memória de dados	97 valores de medição (manual)
Autodesconexão (pode-se desativar)	aos 30 min
Ecrã	ecrã LCD de 3 1/2 posições
Alimentação	6 pilhas AAA de 1,5 V (para 55 h de funcionamento)
Condições ambientais	0 ... +50 °C, < 80 % H.r.
Dimensões	150 x 3 mm (dimensões da sonda sem pega) 150 x 72 x 35 mm
Peso	235 g (com pilhas incluídas)

Conteúdo

Termómetro de precisão PCE-T317, sensor de imersão PT-100, 6 pilhas, instruções de utilização

Adicional- Certificado de calibração ISO

ANEXO E – Especificações técnicas do termómetro de infravermelhos

Especificações técnicas

Intervalos de medição	- 50 ... + 1000 °C
Resolução	0,1 °C
Precisão	± 1,5 % da leitura ou ± 2 °C (o valor mais baixo é o válido)
Tempo de resposta	< 1 s
Peso	320 g
Relação de distância com o ponto de medição	50:1
Grau de emissão ajustável (segundo o material)	0,1 ... 1,0
Raios laser visíveis para visualizar	raio laser de 1 ponto, extra claro
Temperatura máxima, mínima, média e diferencial	sim
Função de medição prolongada	sim
Alarme (alto / baixo)	sim
Iluminação de fundo do ecrã	sim
Alimentação	1 pilha quadrada de 9 V
Dimensões	55 x 100 x 230
Temperatura ambiente	0 ... + 50 °C
Peso	290 g
Normas	EMC; EN: 50081-1, 50082-1; EN: 60825-1

ANEXO F – Especificações técnicas do medidor de caudal por ultrassons

Especificaciones técnicas		
Modelos	PCE-TDS 100HS	PCE-TDS 100H
Dimensiones de la tubería	20 ... 100 mm	50 ... 700 mm
Tipo del sensor	TDS-S1	TDS-M1
Tamaño del sensor	45 x 30 x 30 mm	60 x 45 x 45 mm
Peso del sensor	75 g	250 g
Métodos de instalación del sensor	V, N, W	V, Z
Rango de medición	0,01 ... 30 m/s	
Resolución	0,0001 m/s	
Precisión	±1 % del valor de medición	
Linealidad	0,5 %	
Reproducibilidad	0,2 %	
Tiempo de respuesta	0 ... 999 segundos, ajuste libre	
Medios	cualquier líquido	
Cable del cabezal	aprox. 5 m	
Pantalla	4 x 16 LCD	
Alimentación	3 x acumuladores AAA Ni-H	
Cargador	100 .. 240 V/AC	
Interfaz	RS-232C	
Registrador de datos	2000 valores	
Material de la carcasa	ABS	
Tamaño del maletín	100 x 66 x 20 mm	
Temperatura	0 ... 70 °C / consultar para otras temperaturas	
Peso	514 g baterías incluidas	

ANEXO G – Propriedades do cobre e do PVC

1 – Propriedades do cobre

Composição	Ponto de Fusão (K)	Propriedades a 300 K				Propriedades em Várias Temperaturas (K)									
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/(kg·K))	k (W/(m·K))	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (W/(m·K)) / c_p (J/(kg·K))									
						100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	
Alumínio Puro	933	2702	903	237	97,1	302	237	240	231	218					
Liga 2024-T6 (4,5% Cu; 1,5% Mg; 0,6% Mn)	775	2770	875	177	73,0	482	798	949	1033	1146					
Liga 195, Fundida (4,5% Cu)		2790	883	168	68,2	65	163	186	186						
						473	787	925	1042						
Berílio	1550	1850	1825	200	59,2	990	301	161	126	106	90,8	78,7			
						203	1114	2191	2604	2823	3018	3227	3519		
Bismuto	545	9780	122	7,86	6,59	16,5	9,69	7,04							
						112	120	127							
Boro	2573	2500	1107	27,0	9,76	190	55,5	16,8	10,6	9,60	9,85				
						128	600	1463	1892	2160	2338				
Cádmio	594	8650	231	96,8	48,4	203	99,3	94,7							
						198	222	242							
Chumbo	601	11340	129	35,3	24,1	39,7	36,7	34,0	31,4						
						118	125	132	142						
Cobalto	1769	8862	421	99,2	26,6	167	122	85,4	67,4	58,2	52,1	49,3	42,5		
						236	379	450	503	550	628	733	674		
Cobre Puro	1358	8933	385	401	117	482	413	393	379	366	352	339			
						252	356	397	417	433	451	480			
Bronze comercial (90% Cu, 10% Al)	1293	8800	420	52	14		42	52	59						
Bronze fosforoso de engrenagem (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17		785	460	545						
							41	65	74						
Latão para cartuchos (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33,9	75	95	137	149						
							360	395	425						
Constantan (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	23	6,71	17	19								
						237	362								
Cromo	2118	7160	449	93,7	29,1	159	111	90,9	80,7	71,3	65,4	61,9	57,2	49,4	
						192	384	484	542	581	616	682	779	937	

2 – Propriedades do PVC

VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 18 a 21 de Agosto 2010, Campina Grande - Paraíba

Tabela 1. Valores das propriedades térmicas obtidas para o policloreto de vinila (PVC).

Propriedade	Média	Referência	Desvio Padrão	Diferença (%)
λ (W/m.K)	0,157	0,156	$\pm 0,002$	0,641
α (m ² /s)	$1,341 \times 10^{-7}$	$1,318 \times 10^{-7}$	$\pm 0,018 \times 10^{-7}$	1,745

ANEXO H – Documentação do “*chiller I*”

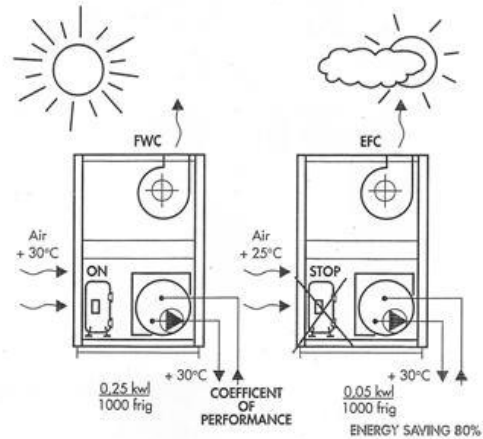
1 – Chapa de identificação do “*chiller I*”



2 – Documentação técnica do “chiller I”

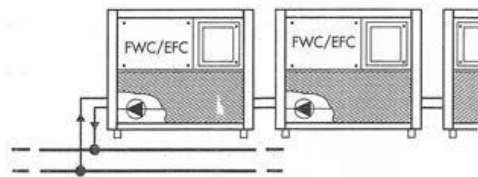
FW/EFC: AIR CONDENSED LIQUID CHILLERS WITH ENBLOCK FREE - COOLING

TYPE FWC/EFC	FWC: liquid +15 °C air +25 °C cooling capacity EFC: liquid °C = air °C +5 °C		dimension (mm) lung x larg x alt.	water connections IN - OUT	max power in put	
	kw	frig./ora			FWC kw	FWE kw
11	10,8	9.300	900x700x1350	1"	4,4	4,2
16	13,2	11.350	1385x900x1350		5,5	5,3
28	28	24.000	1700x950x1720		9,7	9,5
37	39,3	33.800	2100x1150x1900	1"1/4	13,9	13,5
58	62,2	53.500	2610x1250x2120	1"1/2	20,5	20
58/2	64	55.000				
92/2	95,3	82.000	3500x1250x2135	2"	33,5	32
116/2	124,4	107.000	3500x1650x2300	2"1/2	41	39,5
168/2	168,6	145.000			56,5	55,7
208/2	214	184.000	4500x1650x2300		72	69,5
232/2	248,8	214.000		3"	81,5	79
296/4	314	270.400	5000x1650x2300		99	96,5
336/4	337,2	290.000	5800x1650x2300		112,5	110
416/4	428	368.000	2xFWC 208/EFC			
464/4	498	428.000	2xFWC 208/EFC			



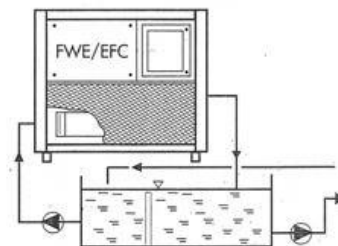
FWC/EFC

Accumulo interno ermetico (modulari)
Accumulation interne hermétique (modulaires)
Hermetically-sealed inner tank (modular)
Dichter innerer speicher (modularen)
Acumulación interior hermética (modulares)



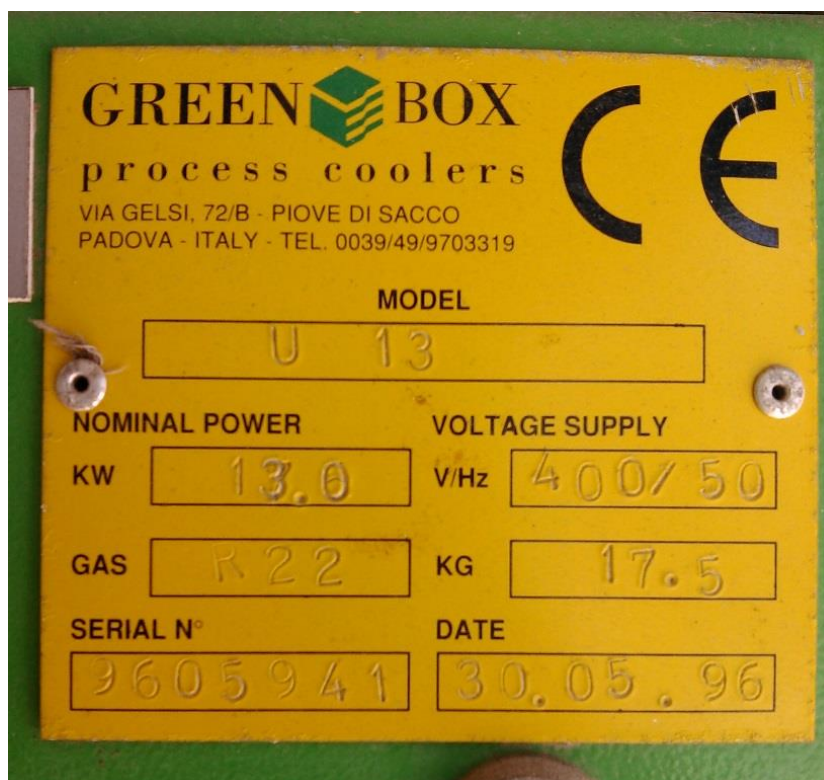
FWE/EFC

Accumulo esterno
Accumulation externe
Outside tank
Äusserer speicher
Acumulación exterior



OPTIONALS

*serbatoio caricamento automatico antigelo	*remotazione quadro elettrico	*accessori di scarico aria
*réservoir chargement de glycol complet	*raccordement avec le panneau terminal	*accessoires d'échappement de l'air
*antifreezer loading tank	*remote terminal panel	*fittings air discharge
*behälter für glykol füllung komplett	*Anschluss zwischen fernliegender Schaltung	*zubehör entlüftungs kanäle
*deposito parallenado anticongelante	*conexión al panel terminal remoto	*accessorios de salida aire

ANEXO I – Chapa de identificação do “*chiller B*”

ANEXO J – Informação referente ao “chiller E”

1 – Documentação técnica do “chiller E”

EUROFRED *OPÇÃO*

CHA/K 786-P
Aircooled liquid chiller with axial fans

CLINT
CLIMAIZZAZIONE INTEGRATA

OFFER: 0		POSITION: 0		QUANTITY: 1	
GENERAL INFORMATION				Summer	Winter
Cooling capacity	kW		252,0		
Heating capacity	kW				
Power input compressors	kW		72,1		
Refrigerant	Type		R410A		
Compressors	Type		Hermetic		
Compressors / Refrigerant circuits	n°		4/2	6/2	
Capacity steps	%		0/17/33/50/67/83/100		
Refrigerant charge	kg		30,0		
ESEER			3,98		
IPLV			4,50		
ELECTRICAL DATA					
Power input unit	kW		80,1		
Input current unit	A		142,1		
Max input current unit	A		172,0		
Inrush current unit	A		304,2		
Supply voltage (power)	V/Hz/Ph		400/50/3		
Supply voltage (auxiliary)	V/Hz/Ph		230/50/1		
SOUND PRESSURE					
Sound pressure level at 1 m from the unit (ISO 3744)	dB(A)		66		
FAN SECTION (PRIMARY)					
Condenser	Type		Finned coils		
Fans	n°		4		
Ambient air temperature	°C		35,0		
Air flow	m³/s		20,55		
Usable static pressure	Pa				
Power input	kW		8,0		
Current input	A		17,2		
HYDRAULIC SECTION (SECONDARY)					
Evaporator	Type		Plate		
Fluid			Water		
Inlet temperature	°C		15,0		
Outlet temperature	°C		10,0		
Waterflow	l/s		12,2		
Pressure drop	kPa		64,9		
DIMENSIONS AND WEIGHT					
Length x Width x Height	mm		2800x2200x2100		
Transport weight / Operating weight	kg		1674 / 1690		

2 – Imagem do “chiller E”



2 – Imagem do interior “chiller E”



ANEXO L – Dados do diagnóstico térmico referentes às máquinas

Setor	Máquina	Caudal	T in sup	T in	T out sup	T out	T amb	\dot{Q}	Q
		L/s	°C	°C	°C	°C	°C	W	MJ
Injeção	1	0.1475	18.5	18.44	22.3	22.26	31.5	2369.3	5118
	2	0.1413	18.4	18.34	21.8	21.76	31.5	2020.2	4364
	3	0.1683	18.3	18.24	21.4	21.36	32	2194.4	4740
	4	0.1712	17.9	17.84	20.4	20.36	32	1801.2	3891
	5	0.1606	17.9	17.84	21.7	21.66	32	2567.5	5546
	6	0.1020	17.8	17.72	25.5	25.46	32.5	3309	7149
	7	0.1204	17.8	17.72	25.2	25.16	32.5	3728.6	8054
	8	0.1496	17.8	17.71	21	20.95	33	2016.7	4355
	9	0.1523	17.8	17.71	22.6	22.56	33	3075.1	6642
	10	0.1635	17.7	17.61	21	29.95	33	2270.7	4905
	11	0.1486	17.6	17.50	21.2	21.15	33.5	2252.2	4865
	12	0.1754	17.6	17.50	21	20.95	33.5	2509.7	5421
Borracha	Rolos	1.3935	26.2	25.6	27.6	27.2	31.3	9288.3	3845
	TN	0.8350	24.2	23.27	25.3	24.64	31.5	4799.1	1866
	TA	0.8133	24.9	23.66	26	25.15	34	5054.8	5459
Extrusão	1CF	0.0642		15.2		60.5		12166.4	3723
	1M	0.2964		15.4		36.2		25790.8	7892
	2CF	0.0739		14.8		57.6		13292.1	3792
	2M	0.3033		14.5		35.1		26144.5	8000

ANEXO M – Dados do diagnóstico térmico referentes a cada setor

Setor	\dot{Q}	Q
	W	MJ
Injeção	30115	65048
Borracha	8983.8	6257
Extrusão	77393.9	23400

ANEXO N – Catálogo do isolamento térmico

Armaflex AC - é um isolamento térmico flexível de espuma elastomérica e estrutura celular fechada. A sua excelente flexibilidade e as suas características técnicas, asseguram um eficaz isolamento térmico e o controlo da condensação. Quando exposto à intempérie deve proteger-se com revestimento resistente à radiação solar.



Comportamento
ao fogo.



Barreira de
vapor.



Controlo da
condensação.



Poupança
energética

Campo de aplicação:

Condutibilidade térmica λ

Factor de resistência à difusão do

vapor de água μ

- 50°C a + 105°C (+ 85°C para pranchas)

0,038 W/(m.K) a 0 °C

$\mu \geq 3.000$

μ médio 5000

Reacção ao fogo

M-1

Odor:

Neutro

Cor:

Preto

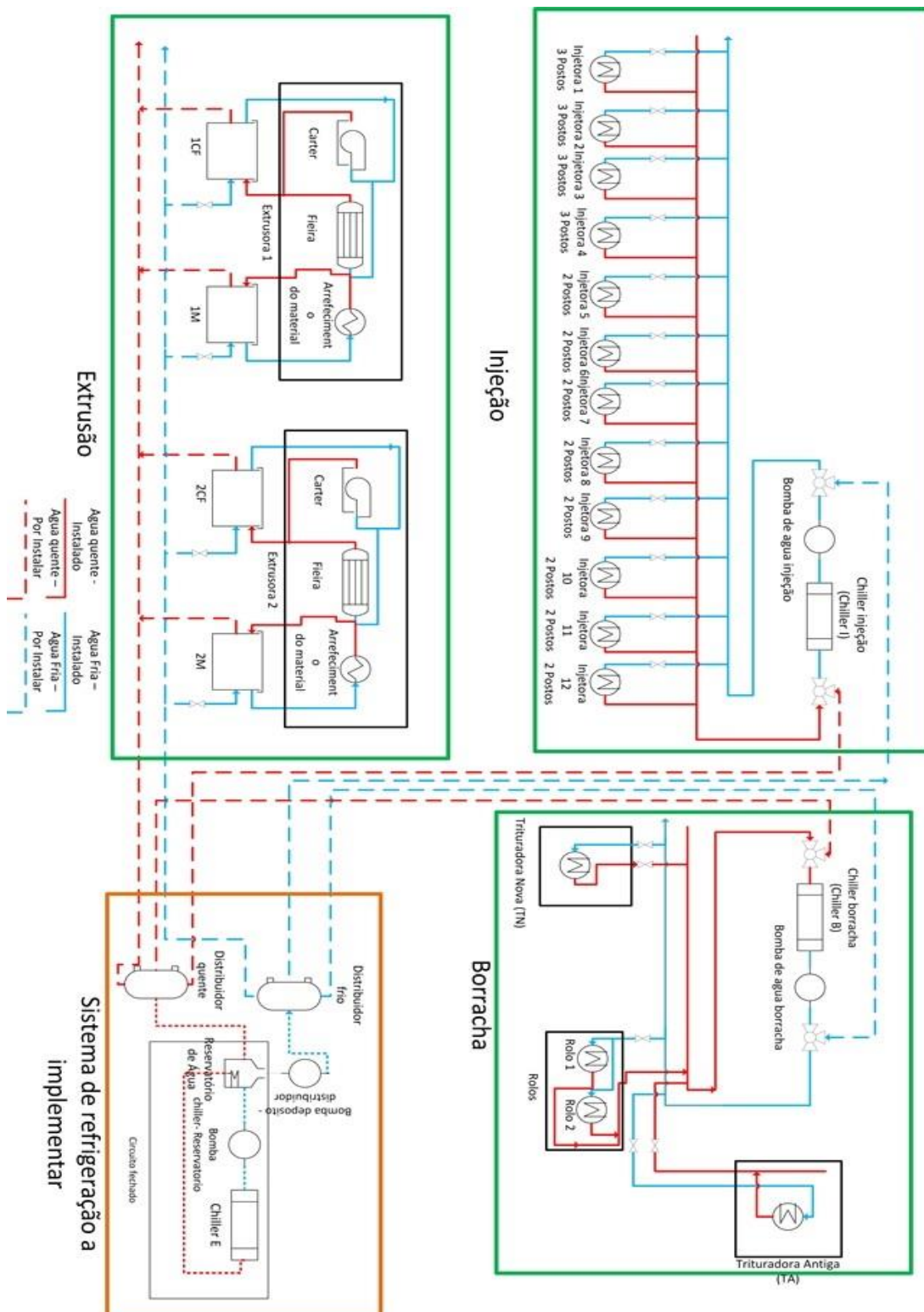
Armaflex AC não contém gás C.F.C.



Barras 2 metros

Tubagem em Cobre Cu		Tubagem em Ferro Fe		Armaflex AC Espessura 6 mm			Armaflex AC Espessura 9 mm			Armaflex AC Espessura 19 mm		
Diâmetro Exterior (mm)	O.D. Polegadas	I.P.S. Polegadas	Diâmetro Exterior (mm)	Ref	Metros Caixa	Preço metro	Ref	Metros Caixa	Preço metro	Ref	Metros Caixa	Preço metro
6	1/4	-	-	0802.0101	496	0 38€	0802.0201	352	0 50€	-	-	-
10	3/8	1/8	10 2	0802.0102	364	0 41€	0802.0202	266	0 56€	-	-	-
12	1/2	-	-	0802.0103	316	0 46€	0802.0203	234	0 64€	-	-	-
15	5/8	1/4	13 5	0802.0104	266	0 50€	0802.0204	192	0 73€	0802.0403	78	2 74€
18	3/4	3/8	17 2	0802.0105	210	0 59€	0802.0205	166	0 85€	0802.0404	72	2 99€
22	7/8	1/2	21 3	0802.0106	166	0 73€	0802.0206	136	0 97€	0802.0405	64	3 28€
28	1 1/8	3/4	26 9	*0802.0107	112	0 89€	0802.0208	98	1 20€	0802.0406	48	4 00€
35	1 3/8	1	33 7	-	-	-	0802.0209	76	1 64€	0802.0407	36	4 46€
42	1 5/8	1 1/4	42 4	-	-	-	-	-	-	0802.0408	32	5 04€
-	-	1 1/2	48 3	-	-	-	0802.0211*	50	2 84€	0802.0409	24	5 83€
54	2 1/8	-	54 0	-	-	-	-	-	-	0802.0410	24	6 30€
-	-	2	60 3	-	-	-	0802.0213*	36	3 67€	0802.0411	18	6 94€
64	2 5/8	-	63 5	-	-	-	-	-	-	0802.0412	18	7 72€
76 1	-	2 1/2	76 1	-	-	-	-	-	-	0802.0413	12	8 49€
88 9	3 1/2	3	88 9	-	-	-	0802.0216*	20	5 27€	0802.0414	12	9 72€

ANEXO O – Esquema representativo do sistema de refrigeração com proposta de instalação do “chiller E”



ANEXO P – Catálogo da bomba de água



LOWARA
a xylem brand

Bomba centrífuga horizontal de impulsor aberto flanges roscadas. **Corpo e impulsores em AISI 316L**, vedante mecânico em cerâmica/NBR/carbono. Componentes em contacto com líquido em aço inox 316L. Para todo tipo de maquinaria de lavagem industrial: lavagem e tratamento de partes metálicas; lavagem de productos alimentícios como pescados ou mariscos; máquinas de lavar louça industriais. Até 4 CV de potência.
Ø Impulsão 1 ¼" a 1 ½" e aspiração de 1 ½" a 2".

Para outras potências e versão monofásica, consultar

CÓDIGO	MODELO	POTÊNCIA (CV)	Q (m³/h)	m.c.a.	PVP Unit. €
47366 ^M	CO 350/03	0,5	6 - 18,1	9,5 - 3	631,00
47368 ^M	CO 350/07	1	6 - 21,1	13,7 - 5,8	670,00
47370 ^M	CO 350/11	1,5	6 - 27,1	17,3 - 6,8	716,00
47372 ^M	CO 500/15	2	12 - 42,1	16 - 5,8	777,00
47374 ^M	CO 500/30	4	12 - 54,1	24,1 - 9	1.007,00